

VŠB–Technická univerzita Ostrava

Fakulta strojní

Katedra energetiky

**Návrh úprav spalovacího motoru napáhaného
zemním plynem (CNG) a domovní plnicí stanice**

**Proposal for combustion engine unit adjustments with
compressed natural gas traction and home filling station**

Student: Bc. David Suszka

Vedoucí diplomové práce: doc. Ing. Ladislav Kysela, Csc.

Ostrava 2010

Zadání diplomové práce

Student: **Bc. David Suszka**

Studijní program: N2301 Strojní inženýrství

Studijní obor: 2302T006 Energetické stroje a zařízení

Téma: Návrh úprav spalovacího motoru na pohon stlačeným zemním plynem
(CNG) a domovní plnicí stanice
Proposal for Combustion Engine Unit Adjustments with Compressed
Natural Gas Traction and Home Filling Station

Zásady pro vypracování:

Vypracujte návrh zařízení pro použití stlačeného zemního plynu k pohonu automobilového spalovacího motoru.

Ve studii proveďte:

- 1) Výpočet idealizovaného oběhu spalovacího motoru Škoda Felicia 1,9/47 při použití nafty jako paliva a po záměně na zemní plyn.
- 2) Navrhněte palivový systém pro uvažovanou záměnu paliva.
- 3) Navrhněte domovní plnicí stanici stlačeného zemního plynu, včetně možnosti využití tepla z chlazení plnicího kompresoru.
- 4) Proveďte vyhodnocení ekonomické efektivity zařízení, včetně přechodu na jiný druh paliva.

Studie bude obsahovat:

- 1/ Porovnání tepelných oběhů motoru na původní palivo a na stlačený zemní plyn.
- 2/ Konstrukční návrh úprav palivového systému.
- 3/ Technologické schéma domovní plnicí stanice zemního plynu,
- 4/ Ekonomické vyhodnocení studie.

Seznam doporučené odborné literatury:

- [1] KYSELA, L., TOMČALA, J. *Spalovací motory I*. Ediční středisko VŠB – TU Ostrava.
- [2] KYSELA, L., TOMČALA, J. *Spalovací motory II* Ediční středisko VŠB – TU Ostrava.
- [3] KYSELA, L. *Teplárenství*. Poznámky k přednáškám. Katedra energetiky VŠB – TU Ostrava.
- [4] KOUCKÝ, P. *Technické a seřizovací hodnoty automobilů Škoda*. Grada Publishing s.r.o. Praha 1999.
- [4] KOLARCZYK. *Diplomová práce KE*. 2008.

Formální náležitosti a rozsah diplomové práce stanoví pokyny pro vypracování zveřejněné na webových stránkách fakulty.

Vedoucí diplomové práce: **doc. Ing. Ladislav Kysela, CSc.**


Datum zadání: 18.12.2009

Datum odevzdání: 21.05.2010





prof. Ing. Pavel Kolat, DrSc.
vedoucí katedry



prof. Ing. Radim Farana, CSc.
děkan fakulty

Prohlášení studenta

Prohlašuji, že jsem celou diplomovou práci včetně příloh vypracoval samostatně pod vedením vedoucího diplomové práce a uvedl jsem všechny použité podklady a literaturu.

V Ostravě.....

.....

Bc. David Suszka

Prohlašuji, že

- byl jsem seznámen s tím, že na moji diplomovou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb. – autorský zákon, zejména § 35 – užití díla v rámci občanských a náboženských obřadů, v rámci školních představení a užití díla školního a § 60 – školní dílo.
- beru na vědomí, že Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava (dále jen VŠB–TUO) má právo nevýdělečně ke své vnitřní potřebě diplomovou práci užit (§ 35 odst. 3).
- souhlasím s tím, že jeden výtisk diplomové práce bude uložen v Ústřední knihovně VŠB – TUO k prezenčnímu nahlédnutí a jeden výtisk bude uložen u vedoucího diplomové práce. Souhlasím s tím, že údaje o diplomové práci budou zveřejněny v informačním systému VŠB–TUO.
- bylo sjednáno, že s VŠB – TUO, v případě zájmu z její strany, uzavřou licenční smlouvu s oprávněním užívat dílo v rozsahu § 12 odst. 4 autorského zákona.
- bylo sjednáno, že užití své dílo – diplomovou práci nebo poskytnout licenci k jejímu využití mohou jen se souhlasem VŠB–TUO, která je o právně na takovém případě odměnožadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB–TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše).
- beru na vědomí, že ode vzdání své práce souhlasím se zveřejněním své práce podle zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů, bez ohledu na výsledek její obhajoby.

V Ostravě:

.....
Bc. David Suszka

Adresa trvalého bydliště diplomanta:

Písečná 64

Jablunkov

73991

ANOTACE DIPLOMOVÉ PRÁCE

SUSZKA, D. Návrh úprav spalovacího motoru na pohon stlačeným zemním plynem (CNG) a domovní plnicí stanice. Ostrava: katedra energetiky, Fakulta strojní VŠB – Technická univerzita Ostrava, 2010, 63 s. Diplomová práce, vedoucí doc. Ing. Ladislav Kysela, Csc.

V diplomové práci jsou řešeny idealizované oběhy motoru Škoda Felicie s různými druhy paliva. Dále diplomová práce obsahuje řešení palivového systému při záměně na CNG a plnění automobilů pomocí domácích plnicích stanic. Součástí projektu je technologické schéma a řízení se známsou částí v čteně popisu.

V další části je řešen návrh domácích plnicích stanic s možností využití odpadního tepla z kompresorů v čteně návrhový měřítko k výkresu.

V poslední části práce jsou řešeny ekonomické a ekologické výhody při přechodu vozidel na CNG.

ANNOTATION OF THESIS

SUSZKA, D. Proposal for combustion engine unit adjustments with compressed natural gas traction and home filling station. Ostrava: Department of Power Engineering, Faculty of Mechanical Engineering VŠB-Technical University of Ostrava, 2010, 63 p. Thesis, head: doc. Ing. Ladislav Kysela, Csc.

The thesis deals with idealized circulations of engine of Škoda Felicie with various kinds of fuel. Further the thesis contains a solution of fuel system, when replaced with CNG, and refuelling of cars by means of home-made fuelling station. Project includes a technological scheme of the unit and a list of components with the inclusion of its description.

Another part has a solution of the design of home-made fuelling station with the option of using the waste heat from compressor and also includes the design of heat exchanger and its sketch.

The last part is concerning the economic and ecological advantages of vehicle's transition to CNG.

Obsah diplomové práce

Seznam použitého značení.....	8
1. Úvod.....	12
2. Historie plynu v dopravě.....	13
2.1 Zemní plyn v dopravě.....	14
2.2 Základní vlastnosti zemního plynu.....	15
3. Idealizovaný oběh spalovacího motoru.....	17
3.1 Zadávací parametry Škody Felicie.....	18
3.2 Výpočet idealizovaného oběhu.....	19
4. Návrh palivového systému.....	26
4.1 Zástavba palivového systému ve vozidle.....	27
4.2 Přepis provozu z láhve na CNG.....	27
4.3 Základní komponenty CNG vozidla.....	28
4.3.1 Palivový systém vozidla s řízením vstříknutí plynu.....	34
4.3.2 Palivový systém s centrálním směšovačem plynu.....	36
4.4 Výhody a nevýhody palivového systému na zemní plyn.....	40
5. Plnicí stanice tlakového zemního plynu.....	40
5.1 Hlavní komponenty plnicího zařízení.....	43
5.2 Ideové využití odpadního tepla.....	45
5.2.1 Výpočet odpadního tepla kompresoru.....	45
5.2.2 Výpočet výtoku tepla z vzduch-voda.....	47
5.3 Výhody a nevýhody pomaluplnicích stanic.....	53
6. Ekologie.....	54
7. Ekonomické hodnocení.....	56
7.1 Porovnání nákladů palivových systémů a CNG a domácí plnicí stanice.....	61
7.2 CNG legislativa v ČR a v srovnání.....	61
8. Závěr.....	63
9. Seznam použitých pramenů.....	64
10. Přílohy.....	65

Seznam použitého značení

s	m	zdvih válců
n	1/s	počet otáček
i	-	počet válců
ε	-	kompresní poměr
V_{vzd}	$m^3 \cdot kg^{-1}$	Spotřeba vzduchu při $\eta_{in}=1$
V_{sp}	$m^3 \cdot kg^{-1}$	Množství paliva při $\eta_{in}=1$
λ	-	Přibyt kyslíku
V_{sm}	$m^3 \cdot kg^{-1}$	Směs kyslíku + vzduch do válce
V_{O_2+}	$m^3 \cdot kg^{-1}$	Množství přídavného kyslíku
V_{vzd-1}	$m^3 \cdot kg^{-1}$	Množství vzduchu
ϖ_{O_2+}	-	Obsah kyslíku ve směsi
V_{sp-n}	$m^3 \cdot kg^{-1}$	Množství paliva při přibytu kyslíku
Q_i	$kJ \cdot kg^{-1}$	Výhřevnost paliva
T_n	K	teplota za norm. podmínek
p_n	$^{\circ}C$	tlak za normál. podmínek
t_o	$^{\circ}C$	teplota nasávaného směsi
t_1	$^{\circ}C$	teplota na konci sání
p_o	Pa	tlak nasávaného směsi
p_1	Pa	tlak na konci sání
n_k	-	exponent polytropické komprese
n_e	-	exponent polytropické expanze
η_v	-	objemová účinnost
η_{ch}	-	účinnost spalování
η_m	-	mechanická účinnost
x	-	stupeň vyhoření paliva
x_s	-	koeficient odvodu tepla $p=k$
x_v	-	koeficient odvodu tepla - výfuk
V_z	m^3	Zdvihový objem

V_2	m^3	objemveválnicivHÚ
V_1	m^3	objemveválnicivDÚ
$m_{\text{teor.}}$	kg/cyklus	množ.nasátéhopaliva
$m_{\text{sk.}}$	kg/cyklus	množ.nasátéhopalivaskut.
V_{sp}	m^3/cyklus	množstvísalincelkem
T_1	K	Teplotasm ěsivsání
T_2	K	Teplotasm ěsinakonciakomprese
t_2	$^{\circ}\text{C}$	Teplotasm ěsinakonciakomprese
Q_{23}	kJ/cyklus	teplovúseku2-3($v=\text{konst.}$)
u_2	kJ/m^3	m ěrnávnit ěníenergievbod ě2
U_2	kJ/cyklus	Vnit ěníenergievbod ě2
U_3	kJ/cyklus	Vnit ěníenergievbod ě3
u_3	kJ/m^3	m ěrnávnit ěníenergievbod ě3
t_3	$^{\circ}\text{C}$	teplotaspalinvbod ě3
T_3	K	teplotaspalinvbod ě3
Q_{34}	kJ/cyklus	teplovúseku3-4($p=k$)
$Q_{\text{ch}34}$	kJ/cyklus	teploodvedenéchlazením
i_3	kJ/m^3	M ěrnáentalpiespalinvbod ě3
l_3	kJ/cyklus	Entalpiespalinvbod ě3
l_4	kJ/cyklus	Entalpiespalinvbod ě4
i_4	kJ/m^3	M ěrnáentalpiespalinvbod ě4
t_4	$^{\circ}\text{C}$	teplotaspalinvbod ě4
T_4	K	teplotaspalinvbod ě4
V_4	m^3	Objemspalinválnicivbod ě4
T_5	K	teplotaspalinnakonciexpamze
t_5	$^{\circ}\text{C}$	teplotaspalinnakonciexpamze
$Q_{\text{ch}50}$	kJ/cyklus	teploodvedenéchlazením
i_5	kJ/m^3	M ěrnáentalpiespalinvbod ě5
l_5	kJ/cyklus	Entalpiespalinvbod ě5
l_0	kJ/cyklus	Entalpiespalinvvýfuku-bod0
i_0	kJ/m^3	M ěrnáentalpiespalinvbod ě0
t_0	$^{\circ}\text{C}$	teplotaspalinvvýfuku
p_1	MPa	Tlaksm ěsivsáníanakonci

p_2	MPa	Tlak směšné směsi komprese
ρ	-	Hustota
p_5	MPa	Tlak směsi po expanzi
A_{ep}	J/cyklus	expanzní práce při $p=k$
A_{en}	J/cyklus	expanzní práce při polytropické expanzi
A_s	J/cyklus	práce stlačování
A_v	J/cyklus	práce výtlačku
A_{in}	J/cyklus	mechanická práce
P_{in}	kW	indikovaný výkon
P_e	kW	efektivní výkon
m_b	kg/s	spotřeba paliva
P_b	kW	tepelný výkon
η_{te}	-	tepelná účinnost
m_b	g/kWh	mechanická spotřeba paliva
η_{ti}	-	účinnost ideálního motoru
η_{td}	-	termodynamická účinnost
D	mm	vnitřní průměr potrubí
Q_t	kW	množství odpadního tepla
L	m	délka trubky
Nu	1	Nusseltovo kritérium
P_r	1	Prandtlovo kritérium
Re	1	Reynoldsovo kritérium
S	m^2	průřez potrubí
S_{tp}	m^2	velikost teplosměnné plochy
T_v	K	teplota plynu za chladiče
$V_{pl(N)}$	$m^3 \cdot h^{-1}$	objemový průtok plynu za normálních podmínek
a_i	1	součinitel průtokové entalpie plynu
b_i	1	součinitel průtokové entalpie plynu
c	$m \cdot s^{-1}$	rychlost plynu
c_p	$J \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}$	mechanická tepelná kapacita
i_x	$kJ \cdot m^{-3}$	entalpie plynu při teplotě x
k	$W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$	součinitel prostupu tepla

n	l	počet trubek
p_s	bar	tlak plynu v sání kompresoru
p_v	MPa	tlak plynu na výstupu z kompresoru
s_1	mm	horizontální vzdálenost řadů trubek
s_2	mm	vertikální vzdálenost řadů trubek
t	°C	teplota plynu
t_s	mm	tloušť stěny
w	m.s^{-1}	rychlost proudění média
Δt	°C	teplotní rozdíl
$\Delta t_{stř}$	°C	střední logaritmický teplotní spád
α	$\text{W.m}^{-2}.\text{K}^{-1}$	součinitel přestupu tepla
η	Pa.s	dynamická viskozita
κ	1	adiabatický exponent
λ	$\text{W.m}^{-1}.\text{K}^{-1}$	součinitel tepelné vodivosti
ρ	kg.m^{-3}	hustota plynu
ν	$\text{m}^2.\text{s}^{-1}$	kinematická viskozita
σ	1 tlakový poměr	číslo jednotlivých stupňů kompresoru

Seznam zkratk

NGV	(Natural Gas Vehicle), vozidlo s pohonnou zemním plynem
CNG	(Compressed Natural Gas), stlačený zemní plyn
LNG	(Liquefied Natural Gas), zkapalněný zemní plyn
LPG	(Liquefied Petroleum Gas), propan-butan
CO	oxid uhelnatý
CO ₂	oxid uhličitý
NO _x	oxidy dusíku
HC	(hydrocarbons), uhlovodíky
NMHC	(nonmethane hydrocarbons), uhlovodíky vyjma metanu
PM	(Particulate Matter), pevné částice

1.Úvod

Tlak společnosti vyvolaný zvyšováním cen paliv, vyráběných z ropy, směřuje výrobce automobilů k zavedení alternativního paliva do výroby. Vzhledem k odhadované zásobě ropy na 60 let, je nutné ponechat ropu chemickému průmyslu, jež se bez této suroviny nedokáže obejít. Pro pohon automobilů u zeměv dnešní době použít jiné zdroje energie. V současné době pohonné jednotky automobilů dokáží spalovat široký okruh paliv. Alternativní pohon dieselových a benzínových motorů je v dnešní době nejrozšířenější spalování LPG (Liquefied Petroleum Gas). LPG je směs uhlovodíků získaných z rafinace ropy. LPG se stlačuje do kapalného stavu, ve kterém zaujímá malý objem. Přestavba automobilu na LPG je jednoduchá a většinou se provádí jako dodatečná přestavba vozidla. Někteří výrobci však tomuto pohonu věnují a vyrábějí automobily továrně. Zjednu z perspektivních alternativ se považuje použití zemního plynu. Celkové zásoby zemního plynu se odhadují 511 tisíc miliard kubických metrů a mají životnost až 200 let. Zemní plyn je fosilní palivo mající hospodárné využití a je méně škodlivý do ovzduší než je u benzínu a nafty. V dnešní době na zemní plyn jezdí více než 350 000. Pohon zemního plynu se dělí na stlačený CNG (Compressed Natural Gas) a na kapalný LNG (Liquefied Natural Gas). CNG se zpravidla používá u menších vozidel a LNG u nákladních motorů a autobusů. Výhoda CNG oproti benzínu a naftě je, že motor spalující zemní plyn má tišší a vyrovnanější chod, což v důsledku znamená delší životnost automobilu. V Tab.1. Předpokládaný vývoj podílu alternativních paliv na celkovém spotřebě pohonných hmot do roku 2020 v Evropské unii. [L1]

Tab.1. Předpokládaný vývoj podílu alternativních paliv na celkové spotřebě pohonných hmot do roku 2020 v Evropské unii. [L1]

	Biopalivo	Zemní plyn	Vodík	Celkem
Rok	[%]	[%]	[%]	[%]
2006	2	0	0	2
2010	6	2	0	8
2015	7	5	2	14
2020	8	10	5	23

2. Historie plynové dopravy

První vozidla byla poháněna plynem a ne benzínem nebo naftou, v dnešní době nejvíce využívanými pohonnými hmotami. Jako pohonný plyn sloužila v průběhu doby celá řada plynů, například svítiplyn a zemní plyn. Dalším z alternativních plynů je bioplyn. Budoucnost hledí k použití vodíku a těžké formě stlačeného nebo kapalného plynu. Vynález výbušného pohonného motoru je spojen především se jmény Rivaz a Lenoir. Skutečného úspěchu, ale dosáhl až Francouz belgického původu Jean Joseph Etienne Lenoir, který ho lze považovat za vlastního tvůrce výbušných motorů. Lenoir přivedl motor k takovému stavu, že se dal prakticky využít. Dne 10. 11. 1859 získal patent na motor poháněný svítiplynem. V roce 1860 začal již stavět vozidla s plynovým motorem. Plyn byl stlačen v nádrži a umístěn ve vozidle. Plynový motor sázal na úspěšnou cestu v čem a byl zdokonalován dalšími vynálezci například v Německu (Daimler, Benz, Otto, Langer, Mylbach), či v Americe (Errani, Andres a Brayton), Belgii (Germain), Rakousku (Hock) a v dalších zemích. [L2]

2.1 Zemní plyn v dopravě

Zemní plyn – metan využil poprvé Otto ve svém motoru roku 1872. Postupem času se k pohonu výbušných motorů začaly používat i kapalná paliva jako například petrolej (1863), později benzín (1873) a nafta. Ty se pak staly koncem 19. a zejména ve 20. století rozhodujícími palivy v automobilovém průmyslu. Ke konci 19. stol. kapalná paliva – benzín, nafta a petrolej – nadplynem zvládla. Návrat plynného paliva do automobilového průmyslu proběhl v první polovině 20. let, kdy za první a druhé světové války byl nedostatek kapalných pohonných hmot. Opět se tedy začalo využívat plynných paliv. Vzhledem k tomu, že mnohé státy měly dostatečné ložiska uhlí, nejsnazší byla náhrada zemního plynu svítiplynem z nejbližšího nízkotlakého opotrubí. Použití stlačeného plynu k pohonu automobilu, stále ještě svítiplynu, má své počátky kolem roku 1930 ve Francii a brzy se rozšířilo i do dalších evropských zemí. V této době se stlačený svítiplyn začal běžně používat. Ve využití zemního plynu pro pohon vozidel má primát Itálie. Snadná dostupnost zemního plynu z vlastní těžby ve 30. letech tohoto století umožnila nástup a později širší rozmach tohoto způsobu užití zemního plynu v Itálii. Zemní plyn jako pohonné palivo se začal v ČR uplatňovat od roku 1981, kdy byla provedena první přestavba vozidla na zemní plyn. Plány dalšího rozvoje byly smělé. V roce 1985 byla vypracována komplexní studie, řešící náhradu kapalných paliv zemním plynem, podle níž v cílovém roce 1995 mělo být postaveno několik desítek plnicích stanic na zemní plyn a mělo jezdit několik tisíc vozidel, především nákladních automobilů a autobusů. V roce 1989 byla v plynárně v Měcholupě uvedena do provozu plnicí stavice stlačeného zemního plynu určená především pro autobusy v Praze. Prvních 5 autobusů, poháněných stlačeným zemním plynem, zahájilo svůj provoz v roce 1991. [L2]



Obr.1. Český osobní automobil Wikov
30. léta 20. století

2.2 Základní vlastnosti zemního plynu

Složení čízeného zemního plynu se v různých nalezištích liší. Vždy se považuje metan, v malém množství jsou obsaženy i vyšší uhlovodíky, dokonce i butan a pentan, ale mohou být obsaženy i nežádoucí inertní plyny, např. oxid uhličitý a dusík, které snižují výhřevnost zemního plynu. Opřesněné složení zemního plynu pojednává norma ČSN 386110.

Těžení zemního plynu se podle složení dále dělí do čtyř základních skupin:

- 1) zemní plyn suchý (chudý) - obsahuje vysoké procento metanu (95-98%) a nepatrné množství vyšších uhlovodíků
- 2) zemní plyn vlhký (bohatý) - vedle metanu obsahuje vyšší podíl vyšších uhlovodíků
- 3) zemní plyn kyselý - je plyn s vysokým obsahem sulfanu (H_2S), který se v úpravárenských závodech před dodávkou zemního plynu do distribučního systému odstraňuje
- 4) zemní plyn s vyšším obsahem inertů - jedná se hlavně o oxid uhličitý a dusík.

Tab.2. Orientační údaje o složení NG z různých nalezišť.

	metan	vyšší uhlovodíky	inerty
ČR naftový	97,7	1,7	0,6
ČR karboňský	92,5	2,2	6,3
Rusko	98,4	0,8	0,8
Norsko	93	4,9	2,1

Tab.3.Složenízemníhoplynu

Tab.4.Vlastnostizemníhoplynutranzitního($t=15^{\circ}\text{C}$, $p=101,325\text{kPa}$,suchýg=0)
udávanéfirmouPražskáplynárenskáa.s.[L3]

Tab.3.

Složení	
CH ₄	98,2%
vyššíuhlovodíky	0,94%
CO ₂	0,10%
N ₂	0,77%
S	0,20mg/m ³

Tab.4.

Vlastnosti	
Výhřevnost	34,08MJ/m ³
Spalnéteplo	37,82MJ/m ³
Hustota	0,69kg/m ³
Mezevýbušnosti	5–15%
Zápalnáteplota	650°C
Množstvíspalovacíhovzduchu	9,56m ³ vzduchu/m ³ ZP
Teplotaplamene	1957°C

CNG–požadavky ČS386110

Zemníplyndodávanýdosít ěmusímítalespo ň85%metanu,obsahovatažkolem5%etanua7%propanuavyššíuhlovodík ů,až7%inert ůapouzesetinuprocentakyslíku. Pokudjdeosirnéslou ěeniny,normastanovímaximáln ě7mgH₂S/m³amaximáln ě100mg/m³sírycelkov ě.Plyndodávanýdosít ěmusíbýtzbavenmechanickýchakapalnýchnečistot.Objemovávýh řevnostmábýtminimáln ě35,7MJ/m³,rosnýbodp řitlaku4MPamaximáln ě-7°C.Skute ěnésloženívsou ěasnostidodávanéhozemníhoplynuje mnohemp říznivější,ažkolem98%metanu,1%uhlovodík ůa1%dusíku.[L4]

3. Idealizovaný oběh spalovacího motoru

Jedním z mých úkolů diplomové práce bylo vyřešit idealizovaný oběh Škoda Felicia 1,9–47 kW a provést změny palivového systému. Tento typ motoru považujeme za novou úpravu palivového systému a změny paliva - nafta – CNG není z legislativy možný a z konstrukčního hlediska těžce realizovatelný. Idealizovaný oběh a jeho porovnání jsou v příloze 1, kde porovnáváme oběh automobilů uvedené v tabulce 5.

Tab.5. Typy automobilů, které porovnáváme.

Škoda Felicia	Škoda Felicia	Škoda Felicia	Škoda Felicia
Š791.135	Š791.135	I-AEE	I-AEE
1,9/47	1,9/47	1,6/55	1,6/55

Podohoděsvedoucím diplomové práce jsem řešil idealizovaný oběh automobilu Škoda Felicia motorem 1,6l–55 kW, který je ze strany legislativy možný pro změny palivového systému a konstrukčně je ideální pro rekonstrukci. Firmy, které přestavují osobní automobily musí mít osvědčení MDS ČR o schválení technické způsobilosti typu výstroje a součástí vozidel a rozhodnutí MDS ČR o schválení hromadné rekonstrukce vozidel.

3.1 Zadávací parametry Škody Felicie

ŠKODA FELÍCIA 1,6/55I-AEE čtyřdobý, zážehový, srozdem OHC

Záměna zemní plyn:

Tab.6. Technické informace Škody Felicie

<i>průměr válce</i>	D	m	0,0765	
<i>zdvih válce</i>	s	m	0,0869	
<i>počet válce</i>	i	-	4	
<i>kompresní poměr</i>	e	-	9,8	
<i>teplota na konci sání</i>	t₁	°C	40	313,15 K
<i>tlak na konci sání</i>	p₁	Pa	100000	
<i>exponent polytropické komprese</i>	n_k	-	1,37	
<i>exponent polytropické expanze</i>	n_e	-	1,42	
<i>objemová účinnost</i>	h_v	-	0,9	
<i>účinnost spalování</i>	h_{ch}	-	1	
<i>mechanická účinnost</i>	h_m	-	0,82	
<i>stupeň vyhoření paliva</i>	x	-	0,8	
<i>podíl tepla odvedeného chlazením</i>	x_{ch}	-	0,3	
<i>koeficient odvodu tepla-p=k</i>	x_s	-	0,2	
<i>koeficient odvodu tepla-výfuk</i>	x_v	-	0,1	
<i>protitlak při výfuku</i>	p₆	Pa	110000	0,11 MPa
<i>přebytek vzduchu</i>	l	-	1,1	
<i>otáčky</i>	a	min⁻¹	4500	75 s ⁻¹

3.2 Výpočet idealizovaného oběhu

Výpočet zdvihového objemu válce

$$V_z = \frac{\pi \cdot D^2}{4} \cdot s = \frac{\pi \cdot 0,0765^2}{4} \cdot 0,0869 = 0,00039922 \text{ m}^3 \quad (1-1)$$

Komprese – výpočet objemu V_1, V_2 , teploty a tlaku v bodě 2

Výpočet objemu V_2 : (1-2)

$$V_2 = \frac{V_z}{\varepsilon - 1} = \frac{0,0003992}{9,8 - 1} = 0,00004537 \text{ m}^3$$

Objem ve válci v V_1 : (1-3)

$$V_1 = V_z + V_2 = 0,0003992 + 0,00004537 = 0,000446 \text{ m}^3$$

Teplota směšování:

$$T_1 = t_1 + 273,15 = 313,15 \text{ K}$$

Výpočet teploty směšování na konci komprese: (1-4)

$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{V_1}{V_2} \right)^{\kappa-1} \Rightarrow T_2 = \left(\frac{V_1}{V_2} \right)^{\kappa-1} \cdot T_1 = \left(\frac{0,000446}{0,00004537} \right)^{1,37-1} \cdot 313,15 = 728,6 \text{ K}$$

Teplota směšování na konci komprese:

$$t_2 = T_2 - 273,15 = 455,48^\circ \text{C}$$

Výpočet tlaku směšování na konci komprese P_2 : (1-5)

$$\frac{p_2}{p_1} = \left(\frac{V_1}{V_2} \right)^{\kappa} \Rightarrow p_2 = \left(\frac{V_1}{V_2} \right)^{\kappa} \cdot p_1 = \left(\frac{0,000446}{0,0000454} \right)^{1,37} \cdot 0,1 = 2,28 \text{ MPa}$$

Spalování

Výhřevnost paliva:

$$Q_i = 35280 \text{ kJ/kg}$$

Výpočet množství vzduchu:

Minimální potřebné množství vzduchu:

$$V_{vz-\min} = 9,387 \text{ m}^3/\text{kg}$$

Výpočet skutečného množství vzduchu: (1-6)

$$V_{VZ} = V_{vz-\min} \cdot \lambda = 9,387 \cdot 1,1 = 10,326$$

Výpočet teoretického množství paliva na 1 cyklus: (1-7)

$$V_{pl} = \frac{V_Z}{1 + \lambda \cdot V_{VZ-\min}} \cdot \frac{p_1}{p_N} \cdot \frac{T_N}{T_1} \cdot \eta_V$$

$$V_{pl} = \frac{0,0003992}{1 + 1,1 \cdot 9,387} \cdot \frac{100000}{101325} \cdot \frac{273,15}{313,15} \cdot 0,9 = \underline{\underline{3,03 \cdot 10^{-5} \text{ m}_N^3 / \text{cyklus}}}$$

Výpočet skutečného množství paliva na 1 cyklus: (1-8)

$$V_{pl-skut} = V_{teo} \cdot \eta_v = 3,03 \cdot 0,9 = \underline{\underline{2,73 \cdot 10^{-5} \text{ m}_N^3 / \text{cyklus}}}$$

Výpočet množství spalín: (1-9)

$$V_{SP} = V_{pl} \cdot V_{sp-skut}^v = 2,73 \cdot 10^{-5} \cdot 11,247 = 0,0003071 \text{ m}_N^3 / \text{cyklus}$$

Výpočet teploty v úseku 2-3: (1-10)

$$Q_B = V_{pl} \cdot x \cdot Q_i = 2,73 \cdot 10^{-5} \cdot 0,8 \cdot 35280 = 0,7708 \text{ kJ} / \text{cyklus}$$

Výpočet teploty v úseku 3-4: (1-11)

$$Q_{3-4} = V_{pl} \cdot (1-x) \cdot Q_i = 2,73 \cdot 10^{-5} \cdot (1-0,8) \cdot 35280 = 0,1927 \text{ kJ} / \text{cyklus}$$

Výpočetm ěrněvnit řnínergievbod ě2: (1–12)

$$u_2 = \sum a_i w_i t + \sum b_i w_i t^2$$

$$u_2 = a \cdot t + b \cdot t^2 = 0,9902 \cdot 455 + 0,000072 \cdot 455^2 = 465,9 \text{ kJ} / \text{m}^3$$

Výpočetvnit řnínergievbod ě2: (1–13)

$$U_2 = u_2 \cdot V_{směsi} \cdot V_{pl} = 465,9 \cdot 11,326 \cdot 0,0000273 = 0,1441 \text{ kJ} / \text{cyklus}$$

Výpočetm ěrněvnit řnínergievbod ě3: (1–14)

$$u_3 = \frac{m_B \cdot X \cdot Q_n + V_{sm} \cdot u_2}{V_{sp}} = \frac{2,73 \cdot 10^{-5} \cdot 0,8 \cdot 35280 + 0,000273 \cdot 465,9}{0,0003072} = 2978,56 \text{ kJ} / \text{m}^3$$

Výpočetteplotyspalinvbod ě3: (1–15)

$$t_3 = \frac{-a + \sqrt{a^2 + 4 \cdot b \cdot u_3}}{2 \cdot b} = \frac{-1,1663 + \sqrt{1,1663^2 + 4 \cdot 0,000092 \cdot 2978,56}}{2 \cdot 0,000092} = 2180^\circ \text{C}$$

$$T_3 = t_3 + 273,15 = 2453,15 \text{ K}$$

Výpočetentalpiespalinvbod ě3: (1–15)

$$i_3 = a \cdot t_3 + b \cdot t_3^2 = 1,3563 \cdot 2180 + 0,00016 \cdot 2180^2 = 3716,25 \text{ kJ} / \text{m}^3$$

Výpočetm ěrnáentalpievbod ě3: (1–16)

$$I_3 = i_3 \cdot V_{sp} = 3716,25 \cdot 0,0003072 = 1,1415 \text{ kJ} / \text{cyklus}$$

Výpočetteplaodvedenéchlazením: (1– 17)

$$Q_{ch,3-4} = V_{pl} \cdot Q_i \cdot x_{ch} \cdot x_s = 0,000073 \cdot 35280 \cdot 0,3 \cdot 0,2 = 0,05781 \text{ kJ} / \text{cyklus}$$

Výpočetm ěrnáentalpievbod ě4: (1–18)

$$I_4 = I_3 + Q_{3-4} - Q_{ch,3-4} = 1,1415 + 0,1927 - 0,05781 = 1,2764 \text{ kJ} / \text{cyklus}$$

Výpočet entalpie spaliny v bod 4: (1-19)

$$i_4 = \frac{I_4}{V_{sp}} = \frac{1,2764}{0,0003072} = 4155,4 \text{ kJ} / \text{m}^3$$

Výpočet teploty spaliny v bod 4: (1-20)

$$t_4 = \frac{-a + \sqrt{a^2 + 4 \cdot b \cdot i_4}}{2 \cdot b} = \frac{-1,3563 + \sqrt{1,3563^2 + 4 \cdot 0,00016 \cdot 4155,4}}{2 \cdot 0,00016} = 2390,48^\circ \text{C}$$

$$T_4 = t_4 + 273,15 = 2663,63 \text{ K}$$

Výpočet tlaku na konci spalování 3: (1-21)

$$\frac{p_3}{T_3} = \frac{p_2}{T_2} \Rightarrow p_3 = \frac{T_3}{T_2} \cdot p_2 = \frac{2453,18}{728,63} \cdot 2,28 = 7,68 \text{ MPa}$$

Tlak p_4 :

$$p_3 = p_4 = 7,68 \text{ MPa}$$

Expanze-výpočet tlaku a teploty na konci expanze-v bod 5.

Výpočet teploty spaliny na konci expanze: (1-22)

$$V_1 = V_5 = V_6 = 0,000446 \text{ m}^3$$

$$\frac{T_5}{T_4} = \left(\frac{V_4}{V_5} \right)^{n_e - 1} \Rightarrow T_5 = T_4 \cdot \left(\frac{V_4}{V_5} \right)^{n_e - 1} = 3 \cdot \left(\frac{0,00004926}{0,000446} \right)^{1,42 - 1} = 1057,23 \text{ K}$$

$$t_5 = T_5 - 273,15 = 1234^\circ \text{C}$$

Výpočet tlaku na konci expanze 5: (1-23)

$$\frac{p_5}{p_3} = \left(\frac{V_4}{V_5} \right)^{n_e} \Rightarrow p_5 = p_3 \cdot \left(\frac{V_4}{V_5} \right)^{n_e} = 7,68 \cdot \left(\frac{0,00004928}{0,000446} \right)^{1,42} = 0,338 \text{ MPa}$$

Výpočet tlaku teplota p řivýfuku, tj. v bod 5,6 teplota na konci výfuku:

Teplota paliva p řivýfuku:

$$T_6 = T_5 = 1057,23 K = 784,1^\circ C$$

Tlak p řivýfuku p₆:

$$p_6 = 0,11 MPa$$

Výpočet tepla odvedeného chlazením: (1-24)

$$Q_{ch,v} = V_{pl} \cdot Q_i \cdot x_v \cdot x_{ch} = 0,0000273 \cdot 35280 \cdot 0,1 \cdot 0,3 = 0,02890 \text{ kJ / cyklus}$$

Tlak p řivýfuku p₀:

$$p_0 = 101325 Pa$$

Výpočet indikované práce pro jeden válec celého motor. (1-25)

Práce A_{0,1}:

$$A_{0,1} = p_1 \cdot V_Z = 100000 \cdot 0,000399 = 39,92 J / cyklus \quad (1-26)$$

Měrná indikovaná práce A_{id}:

$$A_{id} = \sum A = 409,47 J / cyklus$$

Kompresní práce A_{1,2}: (1-27)

$$A_{12} = \frac{1}{n_k - 1} \cdot p_1 \cdot V_1 \cdot \left[1 - \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{n_k - 1}{n_k}} \right] = \frac{1}{1,37 - 1} \cdot 100000 \cdot 0,0004446 \cdot \left[1 - \left(\frac{2280236}{100000} \right)^{\frac{1,37 - 1}{1,37}} \right]$$

$$A_{12} = -159,42 \text{ J / cyklus}$$

Expanzní práce řip=kA_{3,4}: (1-28)

$$A_{34} = p_3 \cdot (V_4 - V_2) = 7,68 \cdot (0,00004925 - 0,00004537) = 29,88 J / cyklus$$

Výpočet expanzní práce řipolytropické expanzi: (1-29)

$$A_{45} = \frac{1}{n_e - 1} \cdot p_3 \cdot V_4 \cdot \left[1 - \left(\frac{p_5}{p_3} \right)^{\frac{n_e - 1}{n_e}} \right] = \frac{1}{1,42 - 1} \cdot 7,68 \cdot 0,00004926 \cdot \left[1 - \left(\frac{337612}{7677199} \right)^{\frac{1,42 - 1}{1,42}} \right]$$

$$A_{45} = 543,00 \quad J / \text{cyklus}$$

Výpočet práce řivýfuku A_{6,7}: (1-30)

$$A_{67} = p_6 \cdot (V_2 - V_1) = 110000 \cdot (0,0000454 - 0,000446) = 43,91 \quad J / \text{cyklus}$$

Výpočet výkonu indikovaného na 1 válec: (1-31)

$$P_{id} = A_{id} \cdot \frac{n}{2 \cdot 60 \cdot 1000} = 409,47 \cdot \frac{4500}{2 \cdot 60 \cdot 1000} = 15,36 \quad kW$$

Výkon indikovaný p ředání na 1 válec ů: (1-31)

$$P_{id-i} = A_{id} \cdot i \cdot \frac{n}{2 \cdot 60 \cdot 1000} = 409,47 \cdot 4 \cdot \frac{4500}{2 \cdot 60 \cdot 1000} = 61,42 \quad kW$$

Výpočet výkonu naspojce = efektivní výkon: (1-32)

$$P_{sp} = P_{id-i} \cdot \eta_m = 61,42 \cdot 0,82 = 50,36 \quad kW$$

Výpočet tepelného p řikonu v palivu: (1-33)

$$P_{tep} = V_{pl} \cdot \frac{n}{2 \cdot 60 \cdot 1000} \cdot i \cdot Q_i^r = 0,0000273 \cdot 4 \cdot \frac{4500}{2 \cdot 60 \cdot 1000} \cdot 35280 = 144,52 \quad kW$$

Výpočet celkového spot řeb paliva: (1-34)

$$V_{pl-c} = V_{pl} \cdot i \cdot n = 0,0000273 \cdot 4 \cdot \frac{4500}{2 \cdot 60} = 0,004096 \quad kg / s$$

Výpočet efektivní účinnosti: (1-35)

$$\eta_{tep} = \frac{P_e}{P_{tep}} = \frac{50,36}{144,52} = 0,3485$$

$$\eta_{tep} = 34,9\%$$

Výpočet indikované účinnosti: (1-36)

$$\eta_{ind} = \frac{P_{id-i}}{P_{tep}} \cdot 100 = \frac{61,42}{144,52} \cdot 100 = 42,5\%$$

Výpočet teoretické účinnosti ideálního oběhu: (1-37)

$$\eta_{teoi} = 1 - \frac{1}{\sqrt{\varepsilon^{k-1}}} = 1 - \frac{1}{\sqrt{9,8^{1,4-1}}} = 0,5977$$

$$\eta_{teor} = 59,8 \quad \%$$

Výpočet termodynamické účinnosti: (1-38)

$$\eta_{id} = \frac{\eta_{ind}}{\eta_{teor}} \cdot 100 = \frac{0,3485}{0,5977} \cdot 100 = 58,3\%$$

Spomocivypočtených hodnot buduporovnávatostatní typymotorů. Viz. Příloha 1.

Při porovnání idealizovaných oběhů Škody Felicie spohodem na benzín a pozáměně na CNG, při číselném závěru že výkon motoru klesne o 9,1%. Tato hodnota je celkem vysoká, ale když uvažujeme níže cenu benzínu a už jsme nad závěrem polemizovat. [L5, L6]

4.Návrhpalivového systému

Zemní plyn se může spalovat jako naftový či benzínový motor. U benzínových plynů, vstříkovaných "dosacího potrubí" a postlačením je zapálen elektrickou jiskrou. U naftových motorů je plyn nasáván se vzduchem. K zapálení směsi vzduchu a zemního plynu ve válci je použit vstřík nutí malé množství nafty, které funguje jako zážeh připravené směsi. Ve vozidle je zemní plyn skladován buď jako stlačený (CNG), v tomto případě je plyn uskladněn v tlakových nádobách s tlakem 20 MPa, nebo zkapalněný (LNG), který je skladován ve speciálních dvoustupňových nádobách při teplotě -160°C až -170°C . Bezpečnost provozu na zemní plyn není o nic nižší s porovnáním s palivy jako je benzín a nafta. Toto dokazují zkoušky, při kterých zapálené vozidlo splnými plynovými nádržemi nevybuchne, protože pomocí pojistného ventilu dochází k řízenému vypouštění expandujícího plynu. Na obrázku č.2 vidíme řízený požár automobilu na CNG.[L7]

Obr.2. Řízený požár automobilu.



4.1 Zástavba palivového systému ve vozidle

Prouvažovanou záležitostí palivového systému musí být dodržet tyto obecné požadavky.

Obecné požadavky:

- a) všechny součásti musí být řádně upevněny a systém nesmí vykazovat žádné netěsnosti,
- b) u předepsaných součásti musí být čitelná homologační značka, případně další označení,
- c) žádná součást CNG systému, včetně ochranných materiálů, nesmí promítat žádný ostrý obrys vozidla s výjimkou průřezů tlumičů jednotky (hrdla), pokud tento nepřesahuje o více než 12 mm nominální obrys panelu karoserie,
- d) žádná součást CNG systému nesmí být umístěna méně než 100 mm od výfuku nebo obdobného tepelného zdroje, pokud tyto součásti nejsou adekvátně odstíněny v účte plamě,
- e) součásti CNG soustavy musí být dostatečně chráněny proti poškození od ústrojí vozidla, přepravovaného nákladu či osobami, při manipulaci s nákladem, eventuálně odletujícími nečistotami a kameny od kol,
- f) žádné zařízení nesmí připojit na CNG systém, vyjma těch, které jsou vyžadovány pro řádný chod motoru vozidla. To neplatí pro vytápění prostoru pro cestující nebo nákladního prostoru za předpokladu, že pověřená zkušební konstatuje, že CNG systém pro pohon vozidla je odpovídajícím způsobem chráněn a není ovlivněna požadovaná funkce tohoto systému. [L8]

Tyto požadavky jsou usneseny v následujících předpisech, podle kterých se musí přestavby řídit.

4.2 Předpisy pro vozidla poháněná CNG

Legislativní vymezení tohoto alternativního pohonu vozidel bylo v ČR ustanoveno v roce 1995 schválením národních kmenových a zkušebních metodik MD (KM-A/29.s. ZM-A/19.11 pro hromadné přestavby a metodikou č. j. 19607/96-222 pro individuální přestavby). Uvedené metodiky prošly do roku 2002 několika aktualizacemi a obsahují zejména: respektování národních technických podmínek, které stanovují požadavky na vlastnosti plynových komponentů používaných ve vozidlech.

Dne 28.12. 2000 byl přijatý v platnost předpis EHK-OSN 110, který stanovil vedle mezinárodních požadavků na plynové komponenty, požadavky na zástavbu a další parametry vozidla jako celku pro vozidla zprvovýroby. Tentopředpisje v České republice akceptován pro retrofitní systémy.

4.3 Základní komponenty CNG vozidla

Plnicí ventil

Je jednocestný ventil, který svojí konstrukcí umožňuje těsné spojení s plnicí hlavicí stojánu. Plnicí ventil může být umístěn v motorovém prostoru (většinou u upřesťavovaných automobilů), u čerpadla nebo v otvoru klasických paliv nebo samostatně. V provozu jsou použity dva typy ventilů, jeden byl vyvinut v Itálii, tak jeho rozšíření je především v této zemi. Druhý typ NGV1, který je rozšířen v ostatních evropských zemích. Problém plnění odlišných konstrukcí je vyřešen jednoduchou redukcí, která bez problémů a rychlého použití umožňuje plnění opačného druhu. Plnicí ventil nesmí přesahovat více než 12 mm nominální obrys panelu karoserie vozidla a nesmí zasahovat do prostoru vymezeného nájezdovými úhly vozidla. Plnicí ventil je krytý víčkem nebo krytkou, aby bylo zamezeno vstup nečistot do hrdla. [L9]

NGV1 koncovky:

Obr.3. Umístění plnicí koncovky u benzínového hrdla.



Umístění plnicí koncovky pod datovací zámkem v motorovém prostoru ukazuje obrázek č.4.

Jednodušší montáž, než montovat plnicí koncovku vedle užávěru vstupního paliva.

Obr.4. Umístění koncovky v prostoru motoru.



Tlaková nádoba multiventil

Osobní automobily – příklady umístění tlakových nádob:

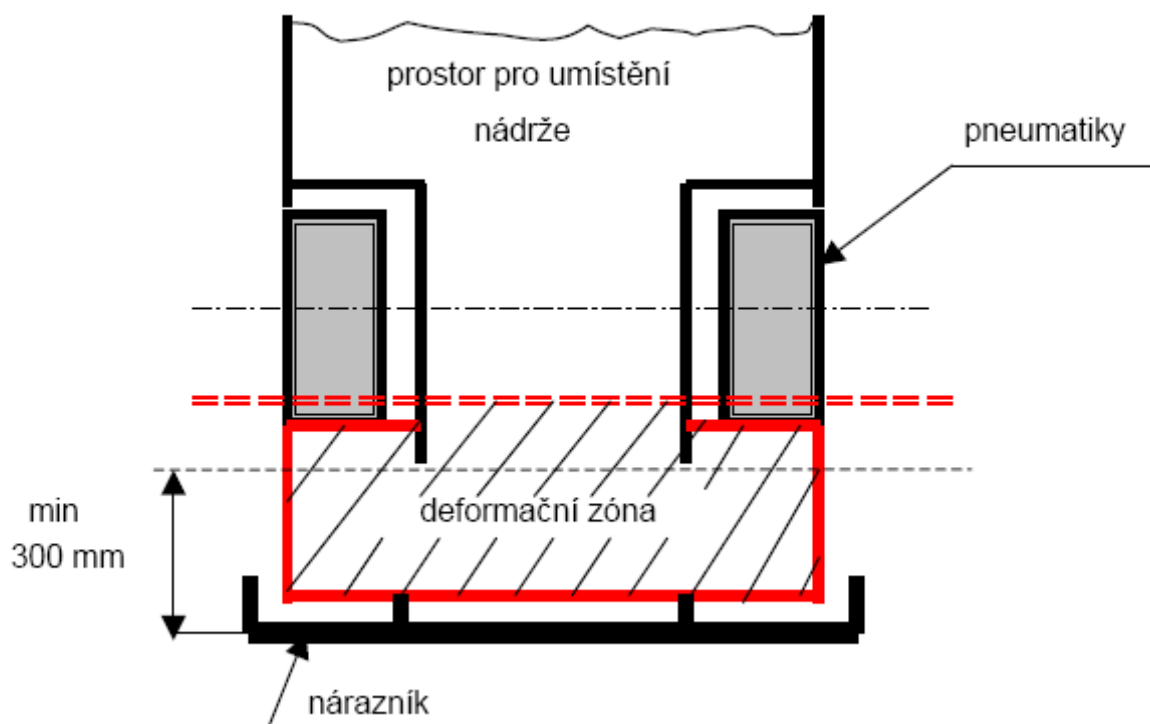
Obr.5. Umístění tlakové nádoby v kufru



Obr.6.Umístění tlakové nádoby pod vozidlem.



Obr.7.Umístění tlakové nádoby dle normy.



Palivová nádrž zemního plynu má zpravidla objem 70 – 100 l, je osazena armaturami pro bezpečný a spolehlivý provoz – multiventilem. Ten má jak funkci provozní – uzavírá tlakovou nádobu při vypnutí zapalování, řídí odběr plynu z nádoby, tak bezpečnostní – v případě poruch potrubí (pokles tlaku) automaticky přeruší průtok plynu, vypustí plyn přidáním přetlaku. Odběrová regulace je pojistkou, která reaguje na průtok odběru plynu, když stoupne nad únosnou mez, což může vzniknout porušením potrubí. Na to ventil zareaguje uzavřením výstupu z nádrže. Tímto nedojde k žádnému porušení funkčnosti ventilu. Jen je nutné tlak v nádrži přikrmit a průtoknost ventilu se obnoví. Při zapnutí zapalování se otevře elektromagnetický ventil a plyn se vypustí do vysokotlakého potrubí a regulátoru tlaku. Tlakové nádoby jsou většinou ocelové, na trhu však stále více začínají pronikat odlehčené tlakové nádoby z lehkých hliníkových nebo kompozitních materiálů, stejně pevných jako ocel, ale vzhledem k jejich hmotnosti. U restaurovaných osobních automobilů bývají CNG tlakové nádoby většinou umístěny v zavazadlovém prostoru vozidla, u sériově vyráběných automobilů pod vozidlem nebo v jiných vhodných prostorech. U autobusů jsou zpravidla CNG tlakové nádoby umístěny v zavazadlovém prostoru nebo na střeše (nízkopodlažní autobusy).

Rozdělení tlakových nádob dle metodiky EHK č. 110.

v provedení:

CNG–1 kovová

CNG–2 kovový vnitřní plášť vyztužený spojitým vláknem impregnovaným pryskyřicí (přerušované vyztužení v tvaru obroučů)

CNG–3 kovový vnitřní plášť vyztužený spojitým vláknem impregnovaným pryskyřicí (souvislé a vnutřní vyztužení)

CNG–4 spojitě vláknem impregnované pryskyřicí s nekovovým vnitřním pláštěm (celokompozitní)

Každá tlaková nádoba je testována na přetlak 45 MPa, přestože pracovní tlak je 20 MPa.

Při překročení tlaku 26 MPa je plyn pojistným ventilem odveden do okolí. Tloušťka stěny nádoby je od 5 do 7 mm. Tyto nádrže prochází každoroční revizí, což je jednoduchá kontrola detektorem úniku plynu. Jednou za 5 let se koná tzv. velká revize, při které se zjišťuje, zda není nádrž poškozena mechanicky, zkorodována a zda neuniká plyn. Pro tuto revizi musí být nádrž přístupná ze všech stran. Tato kontrola je náročná u vozidel, kde je soustava CNG montovaná přímo v továrnách. Životnost nádrže bývá 15 až 20 let. Po uplynutí této doby se musí nádrže vyměnit. Tabulka 7. zobrazuje rozměry dodávaných kovových nádrží. [L10]

Tab.7.VelikostnádržíCNG

Velikost nádrží CNG

Kovové nádrže				
Objem (dm ³)	Průměr (mm)	Délka (mm)	Váha (kg) ±5%	Přepočet na litry paliva*
29	229	900	28	6,2
41	267		45	8,8
55	316		64	11,8
62		990	70	13,4
65		1060	74	14,0
70	360	900	70	15,1

*vzorec přepočtu:

nádrž o objemu 10dm³ / 6,5 x 1,4 = 2,1 l paliva

6,5 dm³ stlačeného CNG = 1m³ nestlačeného CNG = 1kg CNG = 1,4 l paliva

Propojovací vysokotlaké plynové potrubí a nízkotlaké potrubí.

Při plnění řídícího zemního plynu z plnicího ventilu do tlakové nádoby by, při plynovém provozu, přiváděl zemní plyn z tlakové nádoby do regulátoru. V případech, kdy je vedení vedeno prostorem cestujících (časté při dodatečné přestavbě vozidla), je z důvodu bezpečnosti nutná izolace potrubí, aby se zabránilo případné nehodě vniknutí plynu do prostoru vozidla. Ochrana potrubí se provádí pomocí hadic, které se přetahnou přes vysokotlaké potrubí. Hadice musí být označeny ve vzdálenosti ne větší než 0,5 m, jasně čitelný manévrovatelný identifikační značením, sestávající z popisů, čísel nebo symbolů:

- obchodní název nebo značka výrobce,
- rok a měsíc výroby,
- rozměry a typové označení,
- identifikační označení "C.N.G. Class (Třída) 0/resp. 1 nebo 2/".

a) Vysokotlaké potrubí

Vyrábí se z ocelových silnostěnných trubek o velikosti 8 mm, chráněných proti korozi potaženo polyethylenem. Dále se může vyrábět přímo z nerezavějící oceli. Potrubí je zakončeno otočnou maticí s kuželovou dosedací plochou. Testuje se tlakem 100 MPa, což je 4x více než je tlak provozní. Počet spojů se musí omezit na minimum a dále musí být umístěny na viditelném místě, kvůli inspekci. V prostoru pro cestující nesmí být žádný spoj. Dále by neměly být spoje v blízkosti elektrických zařízení (baterie, stykače, rotačních elektrických strojů). Spoje by měly být spojeny příslušnými díly ze stejného materiálu. Spojové svarované, pájené nejsou přípustné. U montovaných spojek musí být stejný nebo vyšší než tlak stanovený pro trubku.

b) Nízkotlaké potrubí

Nízkotlaké potrubí se používá zejména jako kotel, kde je tlak 1 MPa. Pokud tlak v nádrži poklesne pod tuto hodnotu, množství paliva hodnoceno jako nedostatečné a řídicí jednotka zajistí přechod na náhradní palivo (benzín). Vedení a uchycení potrubí musí být vždy viditelně vedeno s ohledem na možnost nekontrolovatelného proudu a následovaného úniku plynu.

Manometr (volitelný)

Ukazuje hodnotu tlaku ve vysokotlaké části plynové zástavby (v tlakové nádobě, propojovací plynové potrubí).

Regulátor tlaku plynu

Slouží k redukci vysokého tlaku plynu na požadovanou hodnotu. Je součástí je rovněž uzavírací ventil. Regulátor je umístěn v motorovém prostoru a je napojen na ventil chladicího kruhu motoru, z něhož odebírá teplo. Spomocí řídicí jednotky informuje řidiče o stavu paliva v nádrži a uzavírá vysokotlakou část při vypnutí zapalování. Při poklesu tlaku na stav provozní, tj. 1 MPa, řídicí jednotka automaticky zastaví provoz naplyn.

Obr.8.Regulátor tlaku plynu.



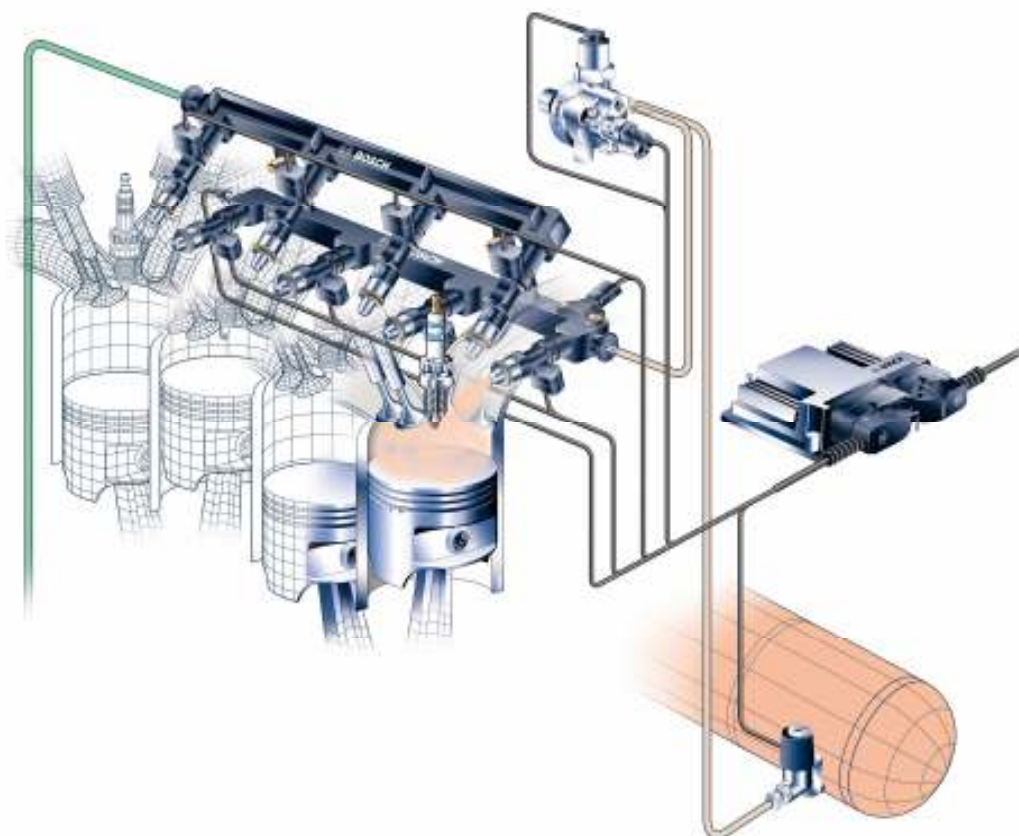
4.3.1 Palivový systém vozidel s řízením vstříkovaním plynu

Palivová lišta a vstříkovače

Palivová lišta je součástí vstříkovačů. Přivádí zemní plyn do regulátoru tlaku u jednotlivých vstříkovačů. Kolem roku 1990 začali výrobci vozidel používat u benzínových motorů nové zapalovací systémy s názvem "Motronic". Tento typ zapalovacího systému dokáže měnit a optimalizovat předstih zážehu v každém režimu zatížení motoru (akcelpace – decelerace). Tato změna se projeví mírným poklesem výkonu, ale výrazným zlepšením emisních hodnot. V dnešní době se dá použít systém s dvěma palivovými lištami, u nichž každá lišta (benzín, cng) se vstříkovači má svojí řídicí jednotku. U novějšího typu provedení kde, dvě řídicí jednotky nahradí jenom jedna způsob Bosch NG-Motronic. Tento kompletní systém, který se skládá z řídicí jednotky motoru Bifuel-Motronic, vstříkovačů zemního plynu NGI2, podavače paliva, senzor tlaku v nádržích a senzorů plynu, teploty a nízkého tlaku. U této řídicí jednotky je největší výhodou že při poklesu tlaku plynu (prázdná tlaková nádrž) nebo dobrovolného přeruptí z cng na benzín nedojde k žádnému přerušování výkonu spalovacího motoru.

Dále tak patří mezi výhody snížení náročnosti kabeláže ve voze a motorovém prostoru. Speciálně pro dávkování zemního plynu bylo vyvinuto společností Bosch nový typ vstřikovače NGI 2 (Natural Gas Injector). Vstřikovač NGI 2 odpovídá obvyklým benzínovým vstřikovačům, ale pro zemní plyn je povrchově upraven pomocí specifického materiálu. Na obrázku vidíme dvě paralelní lišty se čtyřmi vstřikovači.

Obr.9. Dvě paralelní palivové lišty se 4 vstřikovači.



4.3.2 Palivový systém u vozidel s centrálním směšováním plynu.

Má zvolený systém napájení palivového systému.

Krokový motor

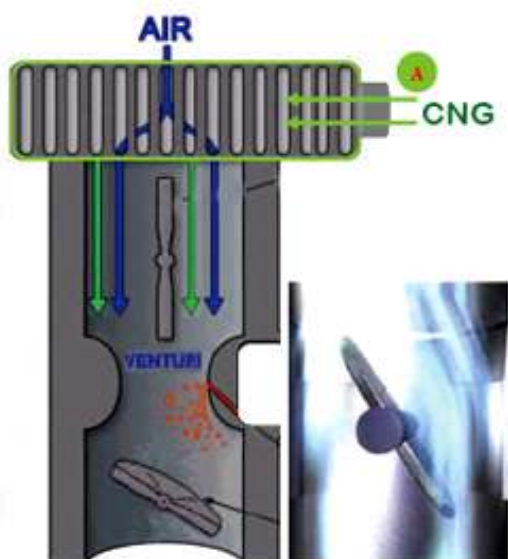
Náklad signálu z řídicí jednotky pro úběžně upravujeme množství plynu do směšovače v optimálním režimu výkonu, spotřebu paliva a množství emisí.

Směšovač

V mém případě, směšovač umístím přímo do sacího potrubí, kde bude směšovat zemní plyn se vzduchem, takto vytvořím zápalnou plynnou směs. Má stejnou funkci jako karburátor či vstříkávání při použití benzínu. Směšovač je proveden ve tvaru Venturiho trubice, kde do zúžení přivádí plyn. Injekčnímu čímkem Venturiho trubice se plyn přisává a dosahuje se tak homogenního promísení plynu se vzduchem. Směšovač vidíme na výkresu SUS-01.



Obr.10. směšovač



Elektronická řídící jednotka

Slouží k správnému provozu vozidla na zemní plyn, spolupracuje s benzínovou řídící jednotkou a řídí dávkování plynu dle jízdních režimů a signálů motoru.

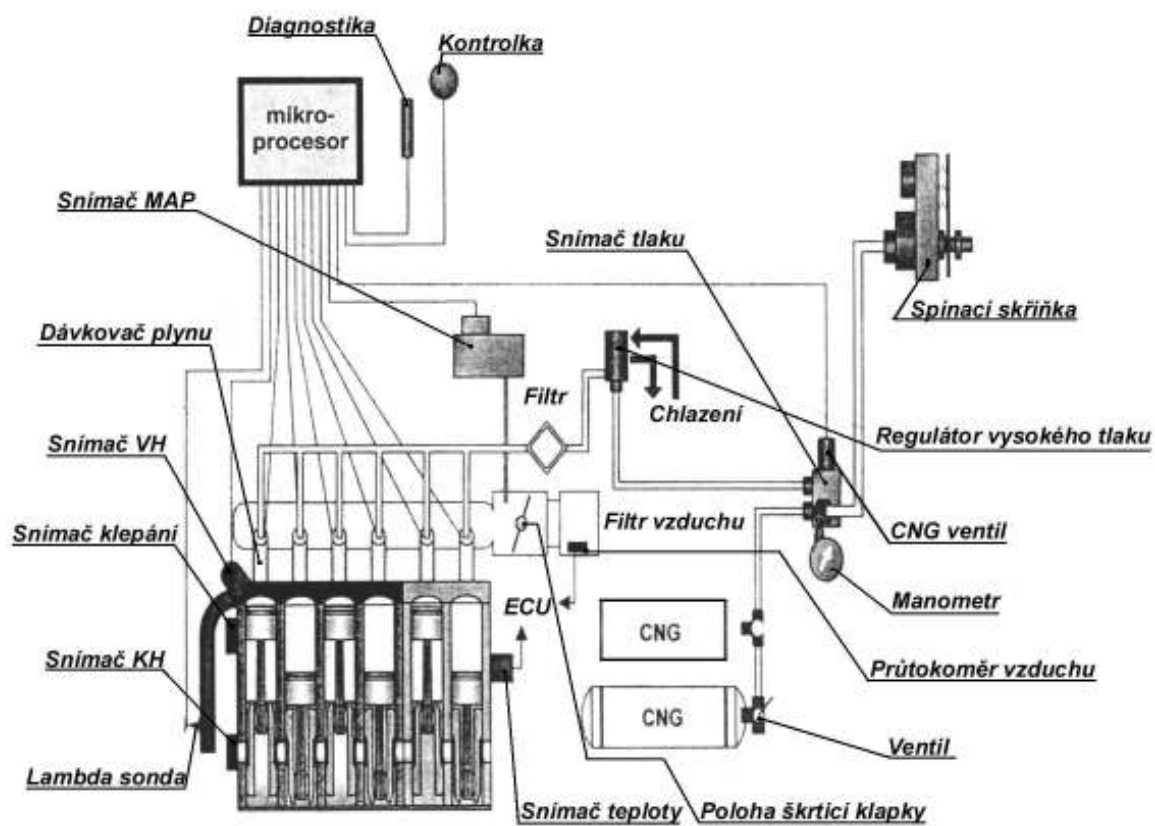
Přepínač plyn-benzín v četně ukazatelemnožství paliva

Je jeho poloha je v zorném poli řidiče upřesťující desky, u sériových vozidel je její součástí. Přepnutím z benzínu na plyn se přerušuje řízení benzínu, otevírá se řízení plynu z regulátoru, zapíná se regulace plynu v závislosti na údajích lambda sondy, uvede se do provozu ukazatel paliva – zemního plynu.

Katalyzátor s lambda sondou

Katalyzátor se používá u zážehových motorů, protože je skoro nemožné nalézt složení směsi, která by měla vysoký výkon, ale aby při jejím spalení vznikalo nejméně škodlivin. Na nosiči (jemná struktura s velkým povrchem – plochou) z keramiky nebo oceli je tenká katalytická vrstva (platina – oxidací, rhodium - redukční), která při provozní teplotě (400–800°C) umožní oxidaci CO a HC na CO_2 a H_2O a redukci NO_x na N_2 . Lambda sonda je kyslíková sonda, která slouží ke kontrole teploty a složení spalin ve výfukovém systému. Spolu s katalyzátorem přispívá ke snížení množství škodlivin ve výfukových plynech. Na základě jejích údajů elektronická jednotka řídí dávkování plynu. Lambda sonda se pro nejrychlejší naběh a udržení provozní teploty umístuje co nejblíže k motoru.

Schéma zástavby osobního automobilu na tlačený zemní plyn



Uvedením součástí musí být homologován podle předpisu EHK č. 110. Tyto součásti musí mít dostatečně prostorné místo pro umístění homologační značky. Homologace musí být snadno čitelná a nesmazatelná.

Příklad homologační značky: E8110R-001234class1, kde:

E8 - označení státu, který homologaci udělil

110R - číselné označení homologačního předpisu EHK OSN

00 - označení série změn danému předpisu

1234 - číslo homologačního protokolu (3. až 6. číslice)

class (řada) určuje:

Třída 0 - vysokotlaké části zahrnující trubky a fitinky, obsahující CNG pod tlakem vyšším než 3 MPa až do tlaku 26 MPa.

Třída 1 - středotlaké části zahrnující trubky a fitinky, obsahující CNG pod tlakem vyšším než 450 kPa až do tlaku 3000 kPa (3 MPa).

Třída 2 - nízkotlaké části zahrnující trubky a fitinky, obsahující CNG pod tlakem vyšším než 20 kPa až do tlaku 450 kPa.

Třída 3 - středotlaké části jako jsou bezpečnostní ventily nebo části, chráněné bezpečnostními ventily, zahrnující trubky a fitinky, obsahující CNG pod tlakem vyšším než 450 kPa až do tlaku 3000 kPa (3 MPa).

Třída 4 - části, které jsou v kontaktu s plynem vystavené nižšímu tlaku než 20 kPa.

(homologován podle předpisu EHK č. 110)

Pozáměně palivového systému musí automobil podrobit kontrolu v nejširší avnitřní bezpečnosti.

Provede se vizuální kontrola podle požadavků daných pro provedení zástavby z technických požadavků daných vyhláškou MDS ČR č. 341/2002 Sb., o schvalování technické způsobilosti a technických podmínkách provozu silničních vozidel na pozemních komunikacích a to zejména kontrola posouzení vnějších a vnitřních výčnělek a umístění zařízení z pohledu plnění pasivní bezpečnosti vozidla (vnější výčnělky – plnicí jednotka a pod., vnitřní výčnělky – ovládací modul (přepínač), nádrž, její příslušenství a pod.).

Kontrola elektrického příslušenství a zapojení plynového zařízení

Provede se kontrola zapojení elektrických systémů souvisejících se zástavbou plynového zařízení podle technických požadavků daných vyhláškou MDS ČR č. 341/2002 Sb. a příslušnou částí této metodiky. K návodu, doporučením a podmínkám daných výrobcem plynové soustavy nebo jejích částí, se přihlídně tehdy, pokud nejsou v rozporu s právní úpravou a touto metodikou. [L8]

4.4 Výhody a nevýhody palivového systému na zemní plyn

Vysoká antidetonální odolnost CNG jej předurčuje pro užití ve spalovacích motorech s přeplňováním. Z toho vyplývají další výhody vývoje pro úsporné koncepty, na jejichž bázi lze vyvinout výkonnější srovnatelné motory menšího zdvihového objemu vyšší účinností.

Nevýhody palivového systému na zemní plyn.

Jednou z hlavních nevýhod při stavbě automobilu na CNG je zástavba těžké tlakové nádrže do zavazadlového prostoru. Touto zástavbou snížíme užitečnou zatížením a zmenšíme ložný prostor zavazadlového prostoru. Další nevýhodou je dojezdová vzdálenost, ale skombinovaným palivovým systémem CNG a benzín se ujeté vzdálenosti zvětšují. Další nevýhodou je snížení výkonu automobilu o 5–10%.

5. Plnicí stanice tlakového zemního plynu

Podle způsobu provedení plnicího procesu rozdělujeme CNG plnicí stanice na:

- a) stanice pro rychlé plnění (tzv. rychloplnicí) – doba plnění zemního plynu je srovnatelná s čerpáním kapalných paliv o 3 až 5 minut.
- b) stanice pro pomalé plnění (tzv. pomaluplnicí) – doba plnění plynu trvá zpravidla několik hodin a plnění tlakové nádrže automobilu se provádí pomocí kompresoru.

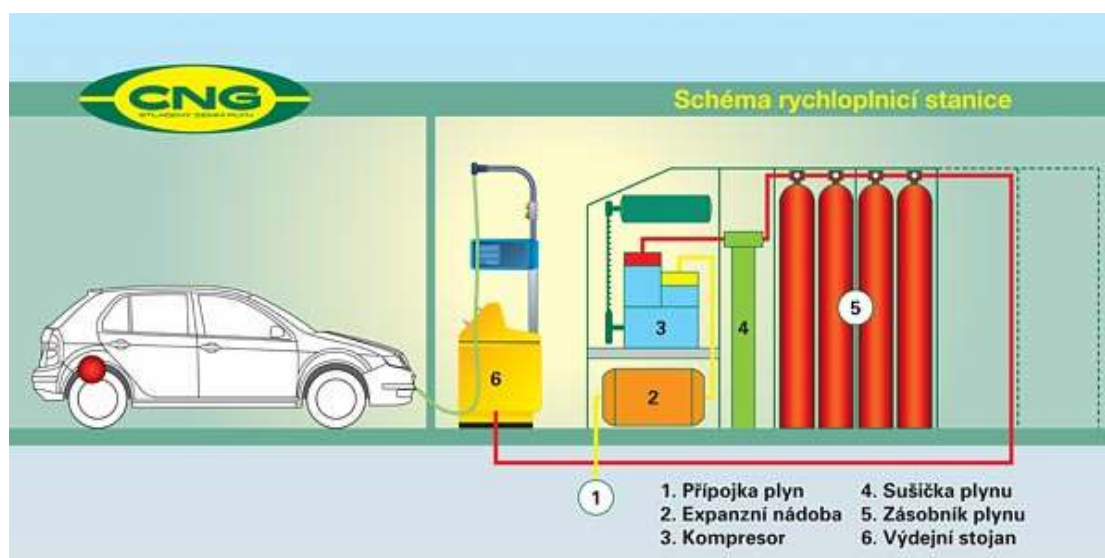
Rychloplnící stanice CNG

V dnešní době se stoupající množství vozidel na alternativní pohony, zejména CNG, s sebou přináší i požadavek na čerpací stanice. V České republice je celkový počet čerpacích stanic 25 (14.4.2010).

Plynárenské společnosti předpokládají, že v roce 2013 bude na každém hlavním silničním tahu plnící stanice na CNG. Veřejné stanice CNG však operují v kilogramech, kde cena není na první pohled tak výhodná. Při bližně 1 kg vyjde na 21,70 Kč (03/10), cena metru krychlového je podle počtu však pouze 15,5 Kč, což už je ve srovnání s benzínem výhodnější.

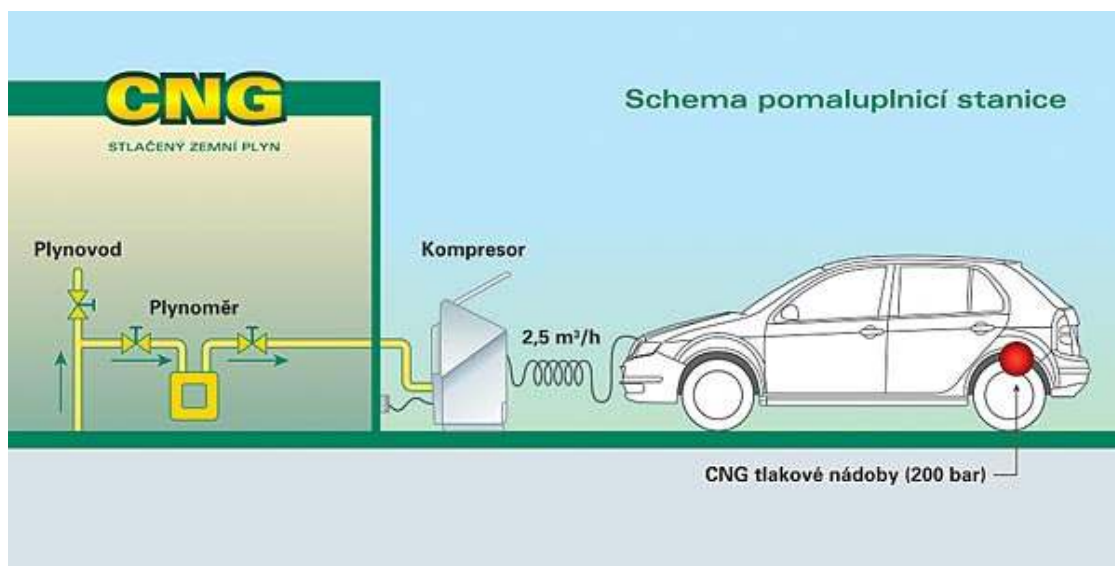
Z plynovodní přípojky odebírá kompresor zemní plyn a po sušení (zbavení možného kondenzátu a případných nečistot) ho stlačuje v několika kompresních stupních na tlak 25 až 30 MPa. Komprimovaný zemní plyn je uskládán v tlakovém zásobníku, který jsou rozděleny do tří částí: vysokotlakové, středotlakové a nízkotlakové. Tyto zásobníky se spojují pomocí spojovacího potrubí, dále pomocí konektoru hadice na výdejním stojanu, takzvané „pistole“, která se připojí rychloupínacím systémem na plnící ventil vozidla, po pouštění stlačený zemní plyn do plynových tlakových nádob ve vozidle. Výdejní stojany jsou vybaveny měřením průtoku, teploty a tlaku plynu a pomocí elektronického řízení zajišťují plnění tlakových nádob ve vozidle na provozní tlak 20 až 22 MPa. [L7]

Obr. 11. Schéma rychloplnící stanice.



Pomaluplnící stanice CNG

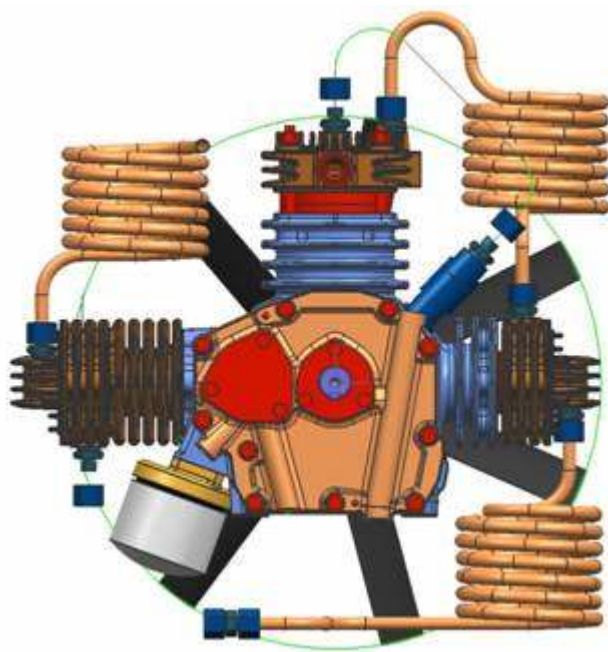
Další možnost plnění automobilů je namontováním domácí plnící stanice. Oficiální mezinárodní název je VRA – Vehicle Refueling Appliance (zařízení / přístroj / pro plnění vozidel). Plnění automobilů zemním plynem se provádí přímo pomocí kompresoru, kdy může být tankováno několik vozidel současně, v mém případě budu uvažovat plnění dvou automobilů. Plnění probíhá většinou několik hodin a to v době, kdy automobil není v provozu. U mé navrhované plničky budu počítat s plněním automobilu v nočních hodinách. Například při využívání tarifu pro domy vytápěné plynem lze tankovat v garáži za 11,80 Kč. Pravda, jetřeba počítat s pádesetikorunou za každé naplnění a pokrytí nákladů el. energie pohánějící kompresor plničky, ale i tak cena jednoho krychlového metru vychází výhodněji. Pro menší firmy a rodiny svíce automobily by mohla být zajímavá možnost připojení tlakových nádob k plničce. Po natlakování tlakových nádob, by se mohly automobily tankovat přes přípustný ventil a tankování by bylo rychlejší. Pomocí odvedené hoteplaz kompresorubysedaly vytápětnapř.garážovéprostory.Norma definuje pomaluplnící zařízení jako přístroj, jehož hlavní součástí je kompresor zemního plynu a který zároveň nezahrnuje zásobník plynu. Zařízení je limitováno maximálním výkonem 20 m³/hod, maximálním plnicím tlakem 26 MPa a maximální skladovací kapacitou plynu 0,5 m³. [L9]



Obr.12. Schéma pomaluplnící stanice

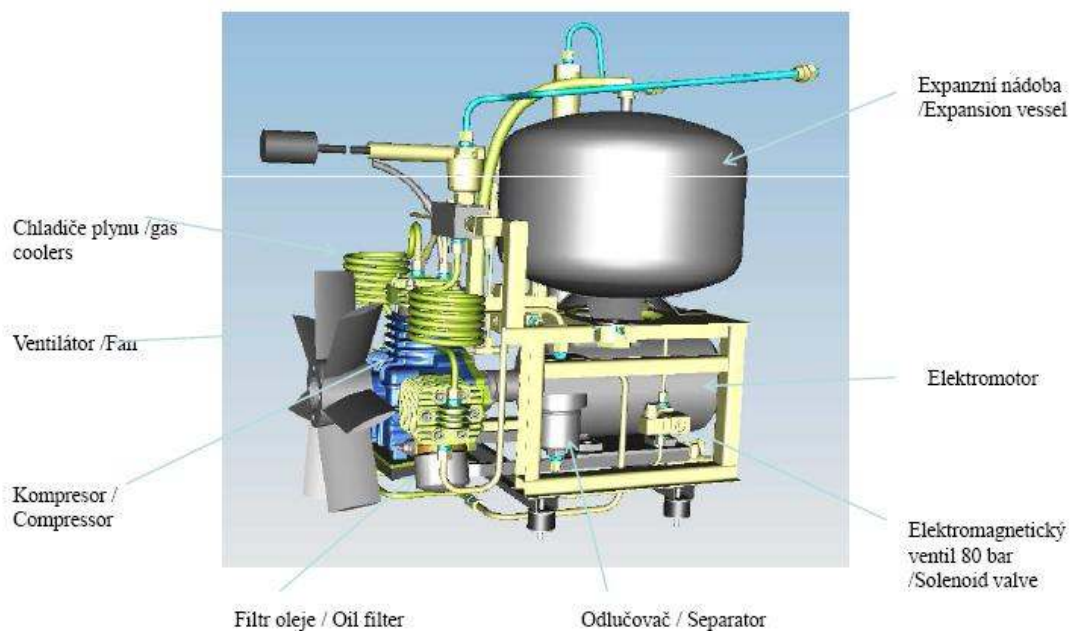
5.1 Hlavní komponenty plnicího zařízení

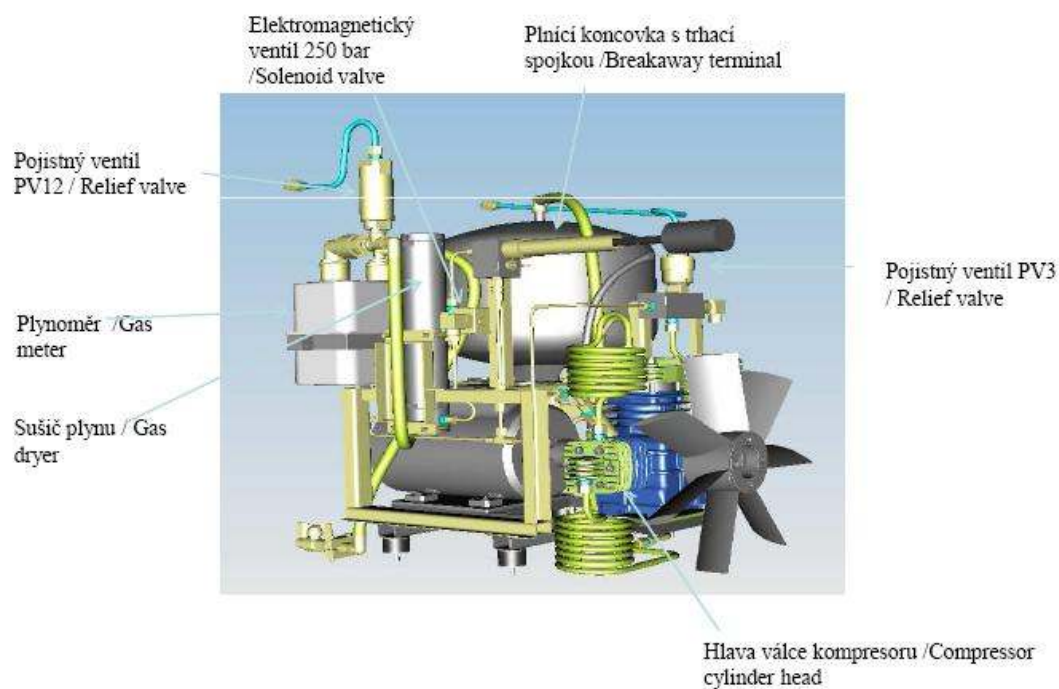
- 3stupňový kompresor mazaný olejem s filtrem oleje a spínačem tlaku oleje



Obr.13. Třístupňový kompresor Jikov

• Hlavní komponenty / Main components





- 3stupňový kompresor mazaný olejem s filtrem oleje a spínačem tlaku oleje
- Motor Lenze 2,2 kW / 3x400 V / 1415 ot./min. / 10 A
- Integrovaný plynoměr s čítačem pulzů
- Automatický proces plnění s komponenty
- Čidla teploty a tlaku pro teplotní kompenzace výstupní tlaku
- Čidlo úniku plynu
- Trhací spojka + hadice + NGV1 konektor
- Integrovaný sušič plynu pro 1000 h provozu

Další technické informace potřebné pro výpočet odpadní hmotnosti chladiva v Příkladu 3. Podle těchto hodnot je následně počítáno.

5.2 Ideové využití odpadního tepla

Nejjednodušším případem využívání odpadního tepla kompresorů je situace, kdy kompresory chladicího vzduchu ochlazený vzduch z chladicího vzduchu je veden přímo do místností nebo výrobních hal, určených k vytápění. Zde jsou nezbytné pouze investice na rozvod teplého chladicího vzduchu do vytápěných prostor. Složitější případ představuje například teplovzdušné vytápění prostoru odpadním teplem, kdy teplovzdušná vytápěcí soustava je tvořena rekuperačním výměníkem, který se zároveň používá i pro odvod a maření produkovaného tepla v době mimo topnou sezonu. Rekuperační výměník může být umístěn ve vytápěném prostoru. Výstup ohřátého vzduchu je proveden tak, že může být veden buď do vytápěného prostoru nebo výdechy do volného prostoru. Pro ideový výpočet řešení možnosti využití odpadního tepla zchlazení kompresoru je požadavek na nepřetržitý chod kompresoru. Toho je možno ideálním případem docílit neustálým plynulým plněním vozidel. V mém případě budou odpadním teplem ohřívát voda pro TUV. Technologický výkres zapojení komponentů domácího plnění a řízení schémavým řešíkuje znázorněn ve výkrese SUS-02. [L13]

5.2.1 Výpočet odpadního tepla kompresoru

Tlak ve výtlaku I. stupně:

$$p_{1II} = 0,7 \text{ MPa}$$

Tlak ve výtlaku II. stupně:

$$p_{2II} = 3,5 \text{ MPa}$$

Tlak ve výtlaku III. stupně:

$$p_{3II} = 20 \text{ MPa}$$

Výpočet teploty ve výtlaku I. stupně:

(2-1)

$$T_{1II} = T_s \cdot \left(\frac{p_{1II}}{p_s} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} = 278 \cdot \left(\frac{0,7 \cdot 10^6}{0,15 \cdot 10^5} \right)^{\frac{1,25-1}{1,25}} = 441 \text{ K} = 167^\circ \text{C}$$

v mezích chladičů ochladí na $T_v = 59^\circ \text{C} = 332 \text{ K}$

Výpočet množství odpadního tepla I. stupně: (2-2)

$$Q_{t1} = V_{sv(N)} \cdot (i_{167} - i_{59}) = 0,00189 \cdot (290,37 - 95,43) = \underline{0,368 \text{ kW}}$$

$$i = a_i + b_i = 1,55140972 \cdot t + 0,001121198 \cdot t^2 [\text{kJ} \cdot \text{m}^{-3}]$$

$$i_{105} = 1,55140972 \cdot 167 + 0,001121198 \cdot 167^2 = 290,37 \text{ kJ} \cdot \text{m}^{-3}$$

$$i_{37} = 1,55140972 \cdot 59 + 0,001121198 \cdot 59^2 = 95,43 \text{ kJ} \cdot \text{m}^{-3}$$

Výpočet teploty ve výtlaku II. stupně: (2-3)

$$T_{2II} = T_v \cdot \left(\frac{p_{2II}}{p_2} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} = 332 \cdot \left(\frac{3,5 \cdot 10^6}{0,7 \cdot 10^6} \right)^{\frac{1,25-1}{1,25}} = 526 \text{ K} = 253^\circ \text{C}$$

Teplota v mezichladičích ochlazená na $T_v = 59^\circ \text{C} = 332 \text{ K}$

Výpočet množství odpadního tepla II. stupně: (2-4)

$$Q_{t2} = V_{sv(N)} \cdot (i_{253} - i_{59}) = 0,00189 \cdot (464,27 - 95,43) = \underline{0,697 \text{ kW}}$$

$$i_{148} = 1,55140972 \cdot 253 + 0,001121198 \cdot 253^2 = 464,27 \text{ kJ} \cdot \text{m}^{-3}$$

Výpočet teploty ve výtlaku III. stupně: (2-5)

$$T_{3II} = T_v \cdot \left(\frac{p_v}{p_3} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} = 332 \cdot \left(\frac{20 \cdot 10^6}{3,5 \cdot 10^6} \right)^{\frac{1,25-1}{1,25}} = 526 \text{ K} = 253^\circ \text{C}$$

Teplota v mezichladičích ochlazená na $T_v = 59^\circ \text{C} = 332 \text{ K}$

Výpočet množství odpadního tepla III. stupně: (2-6)

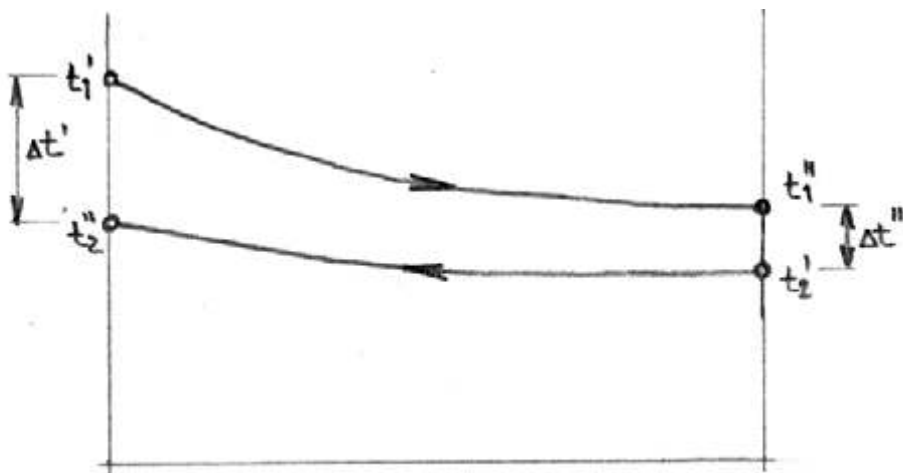
$$Q_{t3} = Q_{t2} = V_{sv(N)} \cdot (i_{253} - i_{59}) = 0,00189 \cdot (464,27 - 95,43) = \underline{0,697 \text{ kW}}$$

Výpočet celkového množství odpadního tepla kompresoru: [L15] (2-7)

$$Q_t = Q_{t1} + Q_{t2} + Q_{t3} = 0,368 + 2 \cdot 0,697 = \underline{1,762 \text{ kW}}$$

5.2.2 Výpočet čtyřměníku tepla vzduch-voda

Schéma protiproudého výměníku



$Q_{1,2} \dots$ hodnota odpadního tepla, která bude využita pro výměňník z 90%. (2-8)

$$Q_2 = \dot{m}_2 \cdot c \cdot (t_2'' - t_2')$$

$$\dot{m}_2 = \frac{Q_2}{c_{\text{vody}} \cdot (t_2'' - t_2')} = \frac{1,59}{4,183 \cdot (25 - 15)} = 0,04 \text{ kg / s}$$

$$Q_2 = Q_1$$

$$Q_1 = \dot{m}_1 \cdot c \cdot (t_1'' - t_1')$$

$$\dot{m}_1 = \frac{Q_1}{c_{\text{vzd}} \cdot (t_1'' - t_1')} = \frac{1,59}{1,004 \cdot (59 - 31)} = 0,06 \text{ kg / s}$$

Výpočet a návrh je realizován pro protiproudé uspořádání trubkového výměníku. Tímto uspořádáním docílím menší teplosměnné plochy a menších rozměrů výměníku než souproudé uspořádání.

Teplota vody $15^\circ\text{C} \Rightarrow 25^\circ\text{C}$

st

řední hodnoty: $dt = 20^\circ\text{C}$

Teplota vzduchu $59^\circ\text{C} \Rightarrow 31^\circ\text{C}$

$dt = 40^\circ\text{C}$

Fyzikální vlastnosti vody prostřední teplotu 20°C

Hustota	$\rho = 998,2 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$
Součinitel tepelné vodivosti	$\lambda = 0,5984 \text{ W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$
Dynamická viskozita	$\eta = 100,45 \cdot 10^{-5} \text{ Pa} \cdot \text{s}$
Kinematická viskozita	$\nu = 1,006 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2 \cdot \text{s}^{-1}$
Měrná tepelná kapacita	$c_p = 4183 \text{ J} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$
Prandtlovo kritérium	$Pr = 7,02$

Fyzikální vlastnosti vzduchu prostřední teplotu 50°C

Hustota	$\rho = 1,093 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$
Součinitel tepelné vodivosti	$\lambda = 0,02823 \text{ W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$
Dynamická viskozita	$\eta = 1,962 \cdot 10^{-5} \text{ Pa} \cdot \text{s}$
Kinematická viskozita	$\nu = 17,95 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2 \cdot \text{s}^{-1}$
Měrná tepelná kapacita	$c_p = 1004 \text{ J} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$
Prandtlovo kritérium	$Pr = 0,698$

Výběr materiálu teplosměnné plochy

Základním parametrem, který nás u daného materiálu zajímá, je součinitel tepelné vodivosti $\lambda [\text{W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}]$. Požadujeme, aby tento součinitel byl co nejvyšší. Tyto požadavky splňuje měď, a proto volím za studenou taženou měděnou trubku s vnějším průměrem 50 mm a tloušťkou stěny 1 mm dle normy ČSN 42 8710.02. Součinitel tepelné vodivosti mědi je $\lambda = 390 \text{ W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$.

Výpočet součinitele přestupu tepla vnitřní stěny trubky (2-9)

Výpočet průřezu potrubí:

$$S = \frac{\pi \cdot d^2}{4} \quad [\text{m}^2]$$

$$S = \frac{\pi \cdot 0,048^2}{4} = 1,8 \cdot 10^{-3} \text{ m}^2$$

Výpočet rychlostí proudění:

(2-10)

$$w = \frac{\dot{m}_{\text{vody}}}{\rho \cdot S} \quad [m \cdot s^{-1}]$$

$$w = \frac{0,04}{998,2 \cdot 1,8 \cdot 10^{-3}} = 0,02 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$$

Výpočet kritérií:

(2-11)

Reynoldsovokritérium

$$R_e = \frac{w \cdot d}{\nu} \quad [-]$$

$$R_e = \frac{0,02 \cdot 0,048}{1,006 \cdot 10^{-6}} = 954$$

$$R_e \leq 2230 \Rightarrow \text{laminární proudění}$$

Nusseltovokritérium

$$N_u = 0,17 \cdot R_e^{0,33} \cdot P_r^{0,43} \cdot G_r^{0,1} \cdot \left(\frac{P_r}{P_{r'}} \right)^{0,25} \quad [-]$$

$$N_u = 0,17 \cdot 954^{0,33} \cdot 7,02^{0,43} \cdot 36448166^{0,1} \cdot \left(\frac{8,13}{7,02} \right)^{0,25}$$

$$N_u = 23,03$$

Grv-Grashofovokriterium

$$G_r = \frac{g \cdot d^3}{\nu^2} \cdot \beta \cdot \Delta T$$

$$G_r = \frac{9,81 \cdot 0,048^3}{(1,006 \cdot 10^{-6})^2} \cdot 3,4 \cdot 10^{-3} \cdot 10$$

$$G_r = 36448166$$

$$\beta = \frac{1}{T_v}$$

$$\beta = \frac{1}{273,15 + 20}$$

$$\beta = 3,4 \cdot 10^{-3} \text{ K}^{-1}$$

Výpočet součinitele přestupu tepla vnitřní části trubky: (2-12)

$$\alpha_1 = \frac{N_u \cdot \lambda}{d} \quad [W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}]$$

$$\alpha_1 = \frac{23,03 \cdot 0,5984}{0,048} = 287,13 [W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}]$$

Výpočet součinitele přestupu tepla vnější části trubky (2-13)

$$D = 50 \text{ mm}$$

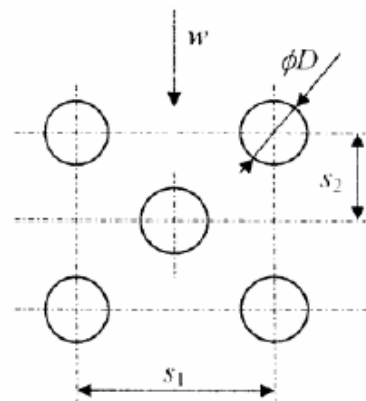
$$t_s = 1 \text{ mm}$$

$$s_1 = 100 \text{ mm}$$

$$s_2 = 70 \text{ mm}$$

$$d_h = s_2 - D = 70 - 50 = 20 \text{ mm}$$

V měřítku řádků volíme po řádání trubek
rovnoběžné, vystřídání. [L13]



Výpočet průřezu trubí:

(2-14)

$$S = \frac{\pi \cdot D^2}{4} \quad [m^2]$$

$$S = \frac{\pi \cdot 0,005^2}{4} = 1,96 \cdot 10^{-3} \text{ m}^2$$

Výpočet rychlosti proudění:

(2-15)

$$w = \frac{\dot{m}_{vzd}}{\rho \cdot S} \quad [m \cdot s^{-1}]$$

$$w = \frac{0,06}{1,093 \cdot 1,96 \cdot 10^{-3}} = 28 \text{ m} \cdot s^{-1}$$

Výpočetkritérii:

(2-16)

Reynoldsovokritérium

$$R_e = \frac{w \cdot d_h}{\nu} \quad [-]$$

$$R_e = \frac{28 \cdot 0,02}{17,95 \cdot 10^{-6}} = 31197$$

Nusseltovokritérium

$$N_u = 0,41 \cdot R_e^{0,6} \cdot P_r^{0,33} \cdot \left(\frac{s_1}{s_2} \right)^{1,8} \quad [-]$$

$$N_u = 0,41 \cdot 31197^{0,6} \cdot 0,698^{0,33} \cdot \left(\frac{0,1}{0,07} \right)^{1,8}$$

$$N_u = 343,99$$

Výpočetsou činitelů řestuputeplanavn ějšíst ěnětrubky:(2-17)

$$\alpha_2 = \frac{N_u \cdot \lambda}{d} \quad [W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}]$$

$$\alpha_2 = \frac{343,99 \cdot 0,02823}{0,05} = \underline{194,22 \text{ W} \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}}$$

Výpočetsou činiteleprostuputeplak:

(2-18)

$$k = \frac{\pi}{\frac{1}{\alpha_1 \cdot d} + \frac{1}{2 \cdot \lambda} \cdot \ln \frac{D}{d} + \frac{1}{\alpha_2 \cdot D}} \quad [W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}]$$

$$k = \frac{\pi}{\frac{1}{287,13 \cdot 0,048} + \frac{1}{2 \cdot 390} \cdot \ln \frac{0,05}{0,048} + \frac{1}{194,22 \cdot 0,05}}$$

$$k = \underline{17,9 \text{ W} \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}}$$

Výpočet středního logaritmickeho teplotního spádu: (2-19)

$$\Delta t_{stř} = \frac{\Delta t' - \Delta t''}{\ln \frac{\Delta t'}{\Delta t''}} \quad [^{\circ}C, K]$$

$$\Delta t_{stř} = \frac{(59 - 25) - (31 - 15)}{\ln \frac{59 - 25}{31 - 15}} = 23,88^{\circ}C$$

Výpočet velikosti plochy směn: (2-20)

$$S_{tp} = \frac{\dot{Q}_t}{k \cdot \Delta t_{stř}} \quad [m^2] \quad (5-33)$$

$$S_{tp} = \frac{1590}{23,88 \cdot 17,9} = 3,72 m^2$$

Výpočet délky jedné trubky: (2-21)

$$L = \frac{S_{tp}}{\pi \cdot D \cdot n} = \frac{3,72}{0,05 \pi \cdot 14} = 1,69 m$$

n – počet trubek volím 14

Popis činnosti výměníku

Chladicí vzduch nasávaný ventilátorem z čelaplníciho za řízení chladit řístup nový kompresor. Ohřátý vzduch vstupuje do výměníku, kde odevzdává své teplo. Ventilátor s regulací průtoku je napojen na stejný elektromotor jako kompresor. Konstrukční návrh výměníku je nakreslen ve výkresu SUS-03.[L14]

5. Výhody a nevýhody pomaluplnících stanic

Výhody:

1. Instalace za řízení je velmi jednoduchá. Plnicí za řízení lze použít všude tam, kde je zaveden plyn a elektřina. Z toho to hledisko vyplývá, že nejsme omezeni na veřejné plnicí za řízení. V případě potřeby můžeme malou domácí plnicí stanici přemístit.
2. Plnění vozidla probíhá plně automaticky. Při dosažení maximálního přípustného tlaku se za řízení automaticky vypne, což znamená jednoduchou obsluhu plnicí stanice. Obsluha musí jen nasadit hadici na plnicí ventil a zapnout tlačítko start. Elektronický systém diagnostikuje provoz za řízení, například vstupní a výstupní tlak, provozní hodiny, okolní teplotu. Další výhodou je kompenzace maximálního plnicího tlaku v závislosti na venkovní teplotě. V příloze 6. vidíme obslužný pult zařízení..
3. Bezpečnost plnicí, která zaručuje řízení plynu a neporušení plnicí hadice automatickým přerušením.
4. Z ekonomického hlediska čerpáme nižší pohonné hmoty. Cena pohonné hmoty závisí na nastavení tarifu zemního plynu pro domácí spotřebu elektrické energie.
5. Nízká hloubokost domácí plnicí stanice.

Nevýhody:

1. Pořizovací cena domácí plnicí

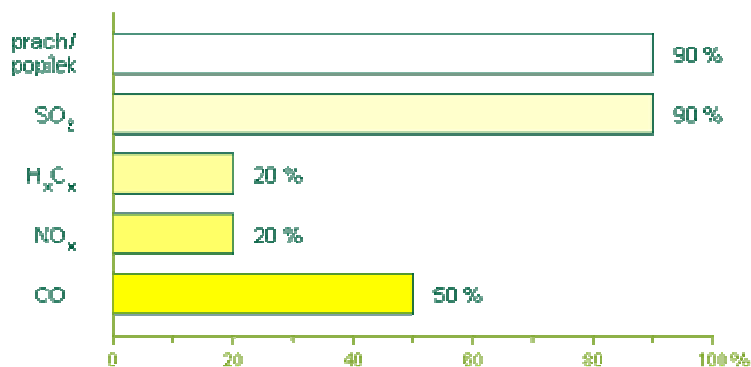
6. Ekologie

Ustanovení o snížení emisí skleníkových plynů považuje EU za rozhodující opatření, a proto nastiňuje další možné kroky splnění závazku snížit je o 20%. Jedná se např. o používání elektrických vozidel a využití nákupů kreditů v rámci mechanismu Kjótského protokolu. Vozidla na CNG produkují mnohem méně škodlivin než automobily s klasickým pohonem. Jde nejen o sledované škodliviny jako například oxid dusíku, oxid uhelnatý, oxid uhlíčitý, pevné částice. V dnešní době se dále sledují také o karcinogenní látky například polyaromatické uhlovodíky, aldehydy a aromáty včetně benzenu. Vliv CNG na skleníkový efekt je mnohem menší než u klasických pohonných hmot. Stlačený zemní plyn má potenciál 20-25 % snížení emisí CO_2 oproti benzínu. Zkušenosti z provozu vozidel na CNG jednoznačně prokázaly především následující výhody: [L11]

- Výrazné snížení emisí pevných částic (PM – Particulate Matters), které jsou u naftových motorů považovány z důvodu mutagenních a karcinogenních účinků za nejzávažnější
- Kouřivost vznetových motorů ujeuplynových pohonů prakticky eliminována
- Snížení dalších dnes sledovaných složek emisí – oxidů dusíku NO_x a emisí oxidu uhelnatého CO
- Snížení emisí oxidu uhlíčitého (skleníkového plynu) cca o 10-15%
- Výrazné snížení nemetanových, aromatických a polyaromatických uhlovodíků (PAU), aldehydů
- Snížení tvorby ozónu v atmosféře nad zemí, který způsobuje tzv. „letní smog“
- Spalinový motor na zemní plyn neobsahuje oxid siřičitý (SO_2)
- Dozemní plyn není nebezpečný a karcinogenní přísady
- Plynové motory mají nižší hodnoty hluku plynových autobusů oproti naftovým jedíky, „měkčímu“ spalování nižší o 50% vnitřních vozidel, o 60-70% uvnitř vozidel
- Přitankování nevyvolává žádné ztráty paliva (odpařování nafty)
- Nemožnost kontaminace údy v důsledku uniků nafty na silnici, v garáži. [L7]

Grafy zobrazující snížení emisí zemního plynu oproti naftě a benzínu

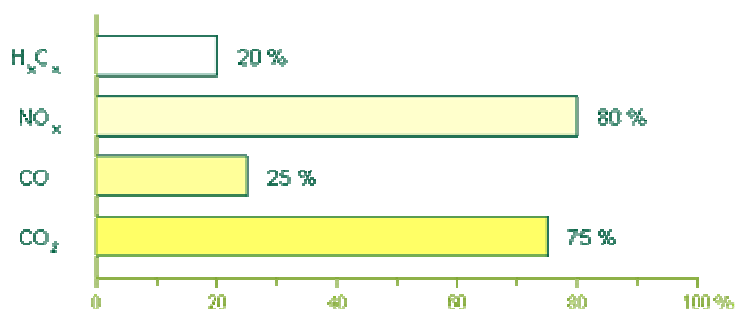
Snížení emisí (g/km) u osobních vozidel s pohonem zemním plynem oproti naftě (100%)



Snížení emisí – zemní plyn/nafta

- ☐ Částečky (prach/popálek) úplná eliminace
- ☐ Oxidy siřičité (SO₂) úplná eliminace
- ☐ Reaktivní uhlovodíky (H_xC_x) o 80% méně reaktivních uhlovodíků
- ☐ Oxidy dusíku (NO_x) o 80% méně oxidu dusíku
- ☐ Oxid uhelnatý (CO) o 50% méně oxidu uhelnatého

Snížení emisí (g/km) u osobních vozidel s pohonem zemním plynem oproti benzínu (100%)



Snížení emisí – zemní plyn/benzín

- ☐ Reaktivní uhlovodíky (H_xC_x) o 80% méně reaktivních uhlovodíků
- ☐ Oxidy dusíku (NO_x) o 20% méně oxidu dusíku
- ☐ Oxid uhelnatý (CO) o 75% méně oxidu uhelnatého
- ☐ Oxid uhlíčitý (CO₂) o 25% méně oxidu uhličitého

7. Ekonomické zhodnocení

Podstatná je samozřejmě finanční rozvaha, doníže je potřeba zahrnout náklady na přestavbu čípa řízení vozuna CNG, pak samotné plničky, ale hlavně předpokládaný počet ročně ujetých kilometrů. Čím je větší, tím více se investice do provozu na CNG vyplatí. Ačkoliv je totiž cena plynu vázaná na ceny ropy, nepodléhá takovým výkyvům jako cena jedlouhodobě poměrně stabilní. V této kapitole tak srovnáme tankování vozidel na benzín a porovnáme tankování CNG u veřejných a domácích plnicích stanic.

Tankování u veřejných čerpacích stanic

Porovnání palivových nákladů CNG – benzin

Tab.8. Ceny paliv

	CNG	Benzin
Spotřeba paliva na 100 km přijížděveměstě Škoda Felicia 1,6	5,60 kg	8,00 litrů
Cena paliva	21,90 Kč/kg	31,60 Kč/l

Aktuální ceny z dne 12.04.2010

Jelaké nutno nepomenout porovnání energetického obsahu říd jednotlivých srovnáních.

$$1 \text{ kg CNG} = 1,4 \text{ m}^3 \text{ CNG} \text{ l benzinu} = 1,0 \text{ m}^3 \text{ CNG}$$

$$1 \text{ l LPG} = 0,8 \text{ m}^3 \text{ CNG} \text{ l nafty} = 1,2 \text{ m}^3 \text{ CNG}$$

Přepočteny zemního plynu z Kč/kg na Kč/m³ (3-1)

$$\frac{21,90 \text{ Kč/kg}}{1,4} = 15,64 \text{ Kč/m}^3$$

Palivové náklady na 1 km Zemní plyn (3-2)

$$\frac{C_{zp} \cdot Spotřeba}{100} = \frac{21,90 \cdot 5,60}{100} = 1,22 \text{ Kč}$$

Palivové náklady na 1 km Benzín

(3)

–3)

$$\frac{C_{zp} \cdot Spotřeba}{100} = \frac{31,60 \cdot 8}{100} = 2,53 \text{ Kč}$$

Ujetá vzdálenost za 1.000 Kč Zemní plyn

(3–4)

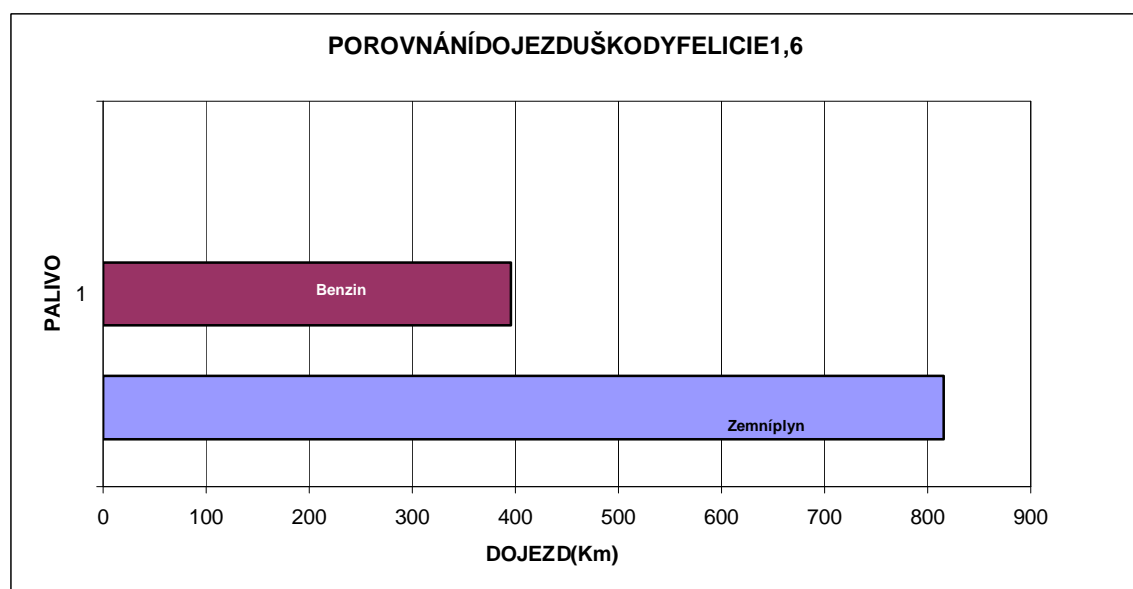
$$\frac{1000 \text{ Kč}}{\text{Cena 1 km}} = \frac{1000}{1,22} = 820 \text{ km}$$

Ujetá vzdálenost za 1.000 Kč Benzín

(3–5)

$$\frac{1000 \text{ Kč}}{\text{Cena 1 km}} = \frac{1000}{2,53} = 395 \text{ km}$$

Tab.9. Porovnání s benzínem u veřejných stanic



Náklady na řízení 30 000 km za rok Zemní plyn

(3–6)

$$\text{Počet}_{\text{ _kilometrů}} \cdot \text{Cena 1 km} = 30000 \cdot 1,22 = 36600 \text{ Kč}$$

Náklady na řízení 30 000 km za rok Benzín

(3–7)

$$\text{Počet}_{\text{ _kilometrů}} \cdot \text{Cena 1 km} = 30000 \cdot 2,53 = 75900 \text{ Kč}$$

Roční úspora dle výpočtu řízení Zemního plynu (3-8)
 $(75900 - 36600) \times 2 = 78600 \text{ Kč}$

Tankování domácností v místě stanice.

Spotřeba plynu na 30000 km (3-9)

Spotřeba na 1 km = 0,08 kg zemního plynu

$$0,08 \cdot 30000 = 2400 \text{ m}^3 / \text{rok}$$

Spotřeba na dva auta

$$4800 \text{ m}^3 / \text{rok}$$

Přepočet objemu spotřebovaného zemního plynu (3-10)

Pro provedení přepočtu objemu spotřebovaného zemního plynu z m³ na kWh se používá následující převod:

$$1 \text{ m}^3 = 10,55 \text{ kWh}$$

$$4800 \cdot 10,55 = 50640 \text{ kWh} \text{ spotřeba zemního plynu pro dva auta}$$

Cena zemního plynu uvedené v tabulce 10.

Tab. 10. ceny zemního plynu viz příloha 7.

roční odběr v místě spotřeby kWh/rok	cena distribuce bez DPH		cena za odebraný zemní plyn a ostatní služby dodávky bez DPH		celková konečná cena bez DPH		celková konečná cena s DPH*	
	pevná cena za odebraný zemní plyn Kč/kWh	stálý měsíční plat za kapacitu Kč/měsíc	cena za odebraný zemní plyn Kč/kWh	stálý měsíční plat Kč/měsíc	součet cen za odebraný zemní plyn Kč/kWh	součet stálých měs. platů Kč/měsíc	součet cen za odebraný zemní plyn Kč/kWh	součet stálých měs. platů Kč/měsíc
nad 55 000 do 63 000	0,18162	286,35	0,72962	106,20	0,91124	392,55	1,09349	471,06

Cena zemního plynu za rok pro dva auta (3– 11)

$$50640 \cdot 1,093 = 55349 \text{ Kč}$$

Cena za ujetý 1 km (3–12)

$$\frac{50640}{60000} = 0,84 \text{ Kč}$$

K této ceně musíme připočíst cenu elektřiny pro řitankování a cenu za údržbu plotů. Výrobce udává 0,04 Kč/Km za údržbu.

Cena za elektrickou energii.

Motor, který pohání kompresor má výkon 2,2 kW. Kompresor odebírá 70% výkonu elektromotoru, což je 1,55 kW.

Připlnění 4800 m³ / rok zemního plynu a výkon plotů 5 m³ / rok budování plotů přibližně 960 hodin.

Množství odebrané elektrické energie: (3–13)

$$960 \cdot 1,55 = 1488 \text{ kWh}$$

Cena elektrické energie

Distribuce měsíční plat za příkon podle jmenovité proudové hodnoty jističe před elektroměrem odpovídající distribuční sazba **D01d**. Cena elektrické energie při odběru vnízá k tarifu, předpokládám plnění automobilu v nočních hodinách. [L17]

nízký tarif cena za 1 MWh 4209,20 bez DPH **5085,00** s DPH

Ceny uvedené v příloze 5. z firmy ČEZ.

Cena elektrické energie za 1488 kWh je 3097,3 Kč s DPH

Cena elektrické energie na ujetý jeden kilometr 0,13 Kč

Součet elektrické energie, údržby a zemního plynu

Tab.11. Součet nákladů na jeden kilometr

Náklady	Ceny (Kč s DPH)
Zemní plyn	0,84
údržba	0,04
Elektrická energie	0,13
Součet	1,01

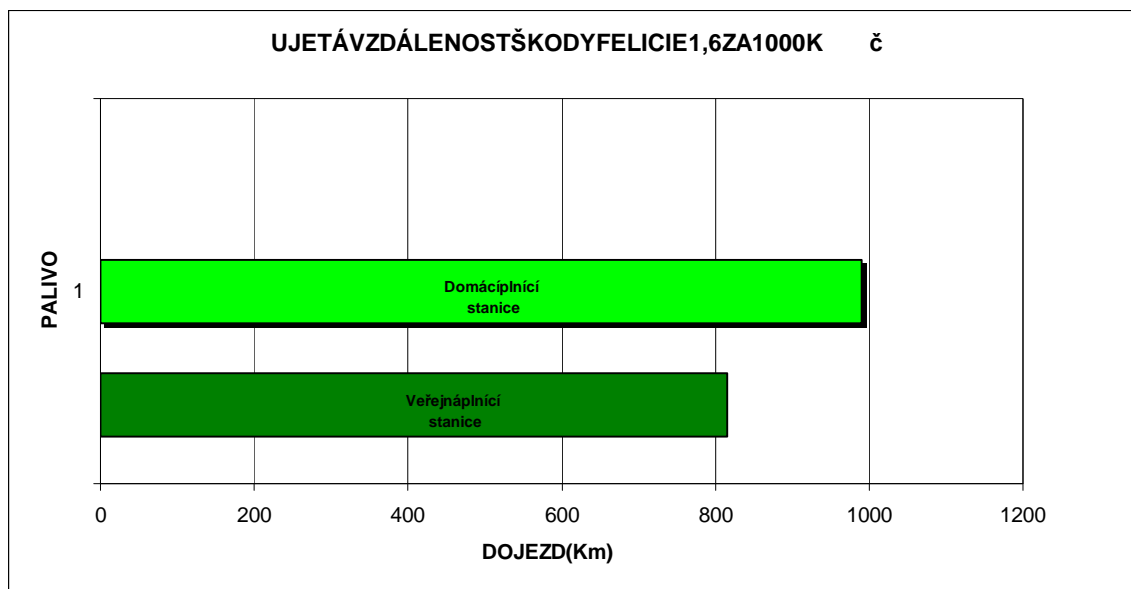
Celková cena zemního plynu, nákladů na údržbu a elektrickou energii je 1,01 Kč/km.

Přepočet úspor při tankování dvou automobilů u domácího náplňového stanice. (3–14)

Roční úspora dvou aut při jízdě na zemní plyn

$$(75900 - 30300) \times 2 = 91200 \text{ Kč/rok}$$

Tab.12. Porovnání ujeté vzdálenosti za 1000 Kč při plnění automobilů u veřejných a domácích náplňových stanic.



7.1 Pořízovací náklady palivových systému na CNG a domácí plnicí stanice

Název	Cena(K čsDPH)	Početkusů
Palivový systém škoda felicie	45000	2
Domácí plnicí stanice	140000	1
Součet	230000	

Hrubá návratnost za řízení:

$$\frac{\text{Celkové náklady}}{\text{roční úspora}} = \frac{230000}{91200} = 31 \text{ měsíců}$$

Přikoupí plnicí domácí stanice a provede instalaci systému CNG s ročními předpokládanými úsporami 30000 km na jedno auto. Návratnost systému bude přibližně za 31 měsíců.

7.2 CNG legislativa v ČR a ve světě

Evropská unie si dala závazek, že do roku 2020 nahradí zemní plyn 10% klasických ropných pohonných hmot. Česká republika jako členský stát EU tedy zavedla podporu CNG jako ekologického paliva:

- Spotřební daň: 1. 1. 2007 – 31. 12. 2011 sazba 0,- Kč/t, dále pouze minimální sazba. V roce 2008 - novela zákona o silniční dani - od 1.6.2008 platí cenové rozhodnutí ERÚ - odstranění diskriminačního poplatku v případě překročení denní kapacity naplnicích stanic.
- Silniční daň: vozidla pro osobní dopravu (autobusy, minibusy, osobní vozidla) a vozidla do 12t – jsou od 1.1.2009 osvobozena od silniční daně.
- Daň z zemního plynu (ekologická daň): je pro provozovatele plnicích stanic CNG nulová.

- Dopravní podniky mohou uplatnit žádost o dotaci při obnově vozového parku na autobusy CNG pohonem ve výši 500 000 Kč u linkových resp. 600 000 Kč u MHD.

Usnesení vlády č. 563 z 11. 5. 2006 konkrétně hovoří o doporučení hejtmanům a primátorům měst s MHD zavést krajské a městské příspěvky na pořízení autobusů na plynový pohon pro městskou a veřejnou linkovou dopravu. Plynárenské společnosti poskytují 200 tisíc Kč na každý nový CNG autobus.

- Rok 2009 až 2013 - plynifikace vozidel státní správy. Vládou schválen Program obměny vozového parku ve veřejné správy za "čistá" vozidla, cílem je dosažení 25% podílu "čistých" vozidel na celkovém vozovém parku využívaném orgány státní správy do r. 2013. Předpokladem je roční nákup asi 1 000 vozidel od r. 2009.

Nástroj podpory CNG ve světě

- Nulová spotřební daň - Polsko, Lotyšsko, Lucembursko, Belgie, Řecko, Malta, Estonsko, Bulharsko, Irsko
- Snížení spotřební daň - Španělsko, Francie, Rakousko, Slovensko, Slovinsko, Itálie či Finsko.
- Německo - od r. 2008 platí tzv. plakietová vyhláška, podle emisí nákup barevné plakety, omezení vjezdů do tzv. ekologických zón (sítě města, centrum, apod.), aut na zemní plyn mají volný vjezd do všech ekologických zón, neboť neprodukuje žádné pevné částice ani jemný prach.
- Nové Dillí - vjezd do centra města povolen jen vozům na alternativní palivo.
- Londýn - plán do r. 2012: provozovat jen ekologické autobusy, celkový počet 8 000.
- Francie - při koupi nových aut produkce CO₂ do 120 g/km podpora 1 000 eur. [L18]

8. Závěr

V Diplomové práci snázvem návrh úprav spalovacího motoru na pohon stlačeným zemním plynem (CNG) a domovní plnicí stanice jsem se snažil vyhledat a uceleně uvést informace, týkající se možnosti využití stlačeného zemního plynu pro použití v dopravě, což znamená záměnu benzínu CNG systémem. V kapitole idealizovaný oběh motoru jsem zjistil, že při záměně paliva v automobilu Škoda Felicie 1,6/55 kW semi záměně paliva na CNG sníží výkon o 9,1 %. V další kapitole návrhu domácí plnicí stanice s možností využití odpadního tepla z chlazení kompresoru o el. příkonu 2,2 kW jsem nejprve musel vypočítat množství odpadního tepla kompresoru což je 1762 W. Pomocí předpokladu využití odpadního tepla z 90 % jsem navrhl výměník vzduch voda pro předehřev vody v topení z 15 °C na 25 °C. Spoužitím trubkového výměníku tepla o protiproudem uspořádání vyšla velikost teplosměnné plochy 3,72 m². Výkres trubkového výměníku tepla je v příloze č. 5 - výkres SUS-03.

V poslední kapitole vyhodnocuji ekonomickou situaci při přechodu benzínu na CNG a pořízení domácí plnicí stanice. V diplomové práci uvažuji o záměně palivového systému dvou Felicií s předpokládaným ujetím 30000 km ročně a koupi jedné plnicí stanice. Při porovnání celkového nákladu u tankování u veřejných stanic ušetříme oproti benzínu 78600 Kč/rok a při tankování u domácí plnicí stanice ušetříme až 91200 Kč/rok. Po následném součtu nákladu a celkové úspory za rok je hrubá návratnost za 31 měsíců. Jednou z hlavních výhod domácí plnicí stanice je, že nemusíme dojíždět do veřejných plnicích stanic, kterých je v naší republice ještě nedostatek viz. Příloha 9. mapa veřejných plnicích stanic. Poslední výhodou, kterou nesmím opomenout je při přechodu na zemní plyn snížení emisí.

9.Seznampoužitýchpramenů

- [L1]Vlk,F.:Alternativnípohonmotorových vozidel.Brno:NakladatelstvíVlk,2004,
- [L2]Schejbal,J.:Motoristé přezbrojínazemníplyn,www.profit.cz,3/2006
- [L3]www.ppas.cz/zemni-plyn.html
- [L4]norma ČSN386110(386110)Zemníplyn
- [L5]KyselaL.,Tomášala,J.:SpalovacímotoryI+II,skriptaVŠB-TUOstrava2003
- [L6] Kysela,L. Tomášala, J.: Plynárenství – poznámky k přednáškám Katedra energetikyVŠB-TUOstrava2006
- [L7] Plnicízařízení,www.cng.cz/plnicizarizeni
- [L8]předpisEHK-OSN110,Homologované součástiautomobilu
- [L9]Palivové systémy,www.cng.cz
- [L10]www.autolpg.cz/cng_nadrze.html
- [L11]VýhodyanevýhodyCNG,Ekologies CNG,www.rwe.cz
- [L12]www.jikovcng.cz
- [L13] Kysela,L. Využití odpadního tepla, (Druhotné energetické zdroje), Poznámky k přednáškám
- [L14] Kysela,L. Tomášala, J.: Plynárenství – poznámky k přednáškám Katedra energetikyVŠB-TUOstrava2006
- [L15]Kolarčík,K.,Pumprla,O.,Kaminský,J.:Kompresory,VŠB-TU Ostrava,2004
- [L16]www.jikovcng.cz
- [L17]www.cez.cz/cs/pro-zakazniky/elektrina-a-tarify/domacnosti/elektrina-2010
- [L18]www.ekolist.cz/legislativa

10.Přílohy

Seznam příloh

Příloha č.1 – Porovnání idealizovaných chobů škody Felicie vzhledem k četovému, zážehovému a zemnímu plynu

Příloha č.2 – Výkres SUS-01: Palivový systém.

Příloha č.3 – Hodnoty kompresoru.

Příloha č.4 – Výkres SUS-02: Technologický výkres kompresoru.

Příloha č.5 – Výkres SUS-03: Konstrukční návrh trubkového výměníku.

Příloha č.6 – Obslužný pult.

Příloha č.7 – Cena zemního plynu.

Příloha č.8 – Cena elektrické energie.

Příloha č.9 – Mapa veřejných plnicích stanic.

Příloha č.10 – CD s diplomovou prací

Přílohy č.2,4,5, jsou umístěny v záložce diplomové práce.

Poděkování:

Nato mtomíst ě bych cht ě lpod ěkovatp. Zde ňku Prokopcovizapoužit ě podklady a doc. Ing. Ladislavu Kyselovi, Csc. za m ě veden ě p ě ř ě zpracov ěn ě diplomov ě pr ěce, rovn ě ŝ tak ě zaposkytnut ě informace a ěas, kter ě m ě v ěnoval. D ěkuji.